

Universidad Carlos III de Madrid

Proyecto fin de Grado

**Reconversión de una Central Térmica Convencional de Fuel-Oil a una de
Ciclo Combinado con turbina de Gas**

Alumno: Héctor Pastor Escobar

Tutor de la Universidad: Ulpiano Ruiz-Rivas Hernando

Tutor Empresa: Santiago Gil Sánchez (Iberdrola Generación, SAU)

Titulación: Grado en Ingeniería Eléctrica

ÍNDICE

1. Introducción
 2. Perspectivas de futuro del mercado energético
 3. Centrales Térmicas de Fuel-Oil (F.O.) y de Ciclo Combinado
 4. Diseño de la instalación existente
 - 4.1 Central térmica existente (características)
 - 4.2 Modificación de las condiciones de la turbina de vapor
 - 4.3 Selección de la configuración de la central de ciclo combinado
 - 4.4 Equipos reutilizables de la instalación de partida
 - 4.5 Equipos nuevos de la nueva instalación
 5. Impacto ambiental
 6. Conclusiones
 7. Bibliografía y referencias
- Anexos:
- Anexo 1: Datos balances térmicos
- Anexo 2: Cálculos realizados
- Anexo 3: Listado de fabricantes e Ingenierías
- Anexo 4: Artículos de prensa

1 Introducción

Este proyecto tiene por objetivo el modernizar una central térmica convencional que utiliza Fuel-Oil como combustible transformándola en una central que funciona como Ciclo Combinado con Turbina de Gas. Aprovechando equipos y componentes de la central térmica e instalando nuevos para conseguir su conversión en una de ciclo combinado (repowering).

De esta forma, se consigue una recuperación y modernización de instalaciones, aumentando la potencia generada sin necesidad de recurrir a nuevos espacios y prolongando la vida útil de equipos e instalaciones existentes (en base a los estudios técnicos correspondientes), que de otro modo serían desmantelados.

El proyecto ha sido realizado como parte del trabajo dentro de Iberdrola Generación S.A.U, concretamente con el Departamento de Proyectos Térmicos. La duración del mismo ha supuesto una utilización de 250 horas dentro de la empresa, más otras tantas fuera de ella.

Todo el trabajo realizado ha sido supervisado y aprobado por el tutor Santiago Gil Sánchez (Jefe del Departamento de Proyectos Térmicos).

La idea del proyecto parte de Iberdrola con su intención de tener disponibles en el departamento térmico distintas alternativas acerca de sus instalaciones, que puedan servir para potenciales desarrollos posteriores y como memoria interna de la empresa, y poder ser utilizada para el aprendizaje de sus propios empleados.

El trabajo pedido por Iberdrola está enfocado a un escenario futuro probable, la sustitución de centrales térmicas en centrales de ciclos combinados.

Análisis del proyecto:

Perspectivas de futuro del mercado energético.

En este apartado expone el presente y el futuro de las diferentes energías, especialmente el gas y el Fuel-Oil. Se realiza un análisis de los futuros escenarios impuestos por las distintas legislaciones.

Para la realización de este apartado se ha recopilado numerosa información de diversas fuentes y trata de ser una justificación del proyecto.

Centrales Térmicas de Fuel-Oil (F.O.) y de Ciclo Combinado.

Este tema es una memoria de los componentes y el funcionamiento de una central térmica de Fuel-Oil y de ciclo combinado. Se pretende poder dar una información global para cualquier persona que se inicie en el conocimiento de estas centrales. Así pues también se puede encontrar comparaciones entre algunas configuraciones de ciclos combinados con intención de dar a conocer ligeramente los motivos de construcción de una u otra.

También es fruto de un variado estudio y recopilación de información de múltiples fuentes.

Diseño de la instalación.

Es aquí donde el trabajo toma mayor relevancia y probablemente haya sido la parte más larga de realizar del proyecto.

Se informa inicialmente del estado de la central térmica actualmente en funcionamiento. Se dispone pues de la realización de remodelaciones en la turbina de la misma para adaptarla a un ciclo combinado. Esto se realiza a través de diferentes aproximaciones estadísticas después de estudiar los balances térmicos aportados por Iberdrola de la central térmica, ya que se busca una alternativa viable y aceptable a la realización de los cálculos a través de una ingeniería de detalle debido a su alto precio económico y de personal, que supone para un proyecto que pretende ser un estudio inicial sin gran profundización.

Una vez obtenida, se procede a la búsqueda de fabricantes de calderas de recuperación de calor y de turbinas de gas (listado en el anexo 3) que se adapten a las condiciones de la turbina de vapor remodelada.

La empresa informa sobre la imposibilidad de usar otra caldera de recuperación y otra turbina de gas que no sea la indicada específicamente por ellos, por motivos de contrato a largo plazo y efecto de flota.

Se cambia la orientación del proyecto, y a través de los balances térmicos de otras centrales aportados por Iberdrola 2x1 a plena carga y al 50%, se simulan los modelos 1x1 y 3x1, con el fin de conocer cuál es el más óptimo en términos de energía y eficiencia. El fin último de conocer que configuración utilizar es la de saber las condiciones que tendría la turbina de vapor y proceder a su remodelación y a su puesta a punto (parte no perteneciente al proyecto).

Además, como información relevante, se presentan los equipos básicos tanto eléctricos como mecánicos reutilizables de la central térmica, para la conversión en ciclo combinado, y cuáles deben ser adquiridos como nuevos.

*NOTA: todos los cálculos del proyecto han sido realizados a través de Excel, algunas operaciones aparecen en el desarrollo del apartado 4 (diseño de la instalación). Los resultados de estas operaciones varían en decimales, a veces en unidades en incluso decenas. Esto se debe a que las operaciones reales llevadas a cabo con Excel van aproximando los resultados y eliminando decimales que posteriormente son utilizados para generar otros resultados arrastrando de este modo el error por aproximación. Sin embargo estas variaciones erróneas son mínimas e irrelevantes y carecen de influencia en la esencia del proyecto.

Impacto ambiental.

Se realiza una recopilación de leyes y estudios a cerca de la contaminación producida por la central a distintos niveles.

Conclusiones

Exposición de la idea clara de la imposibilidad de realización del proyecto en el contexto actual, inicialmente conocida. La excedencia de potencia actual se presenta como causa fundamental de no profundizar con más detalle y llevar a la práctica este proyecto.

Bibliografía y referencias

Exposición de todas las fuentes citadas en el texto y de las fuentes utilizadas para la adquisición de conocimientos para la realización del proyecto.

Anexo 1: Datos balances térmicos

Recopilación de datos de los balances térmicos pedidos y aportados por Iberdrola.

Anexo 2: Cálculos realizados

Aparecen aquí las diversas operaciones realizadas para las diferentes cargas de funcionamiento y las distintas configuraciones, y su posibilidad de estudiarlas estadísticamente.

Anexo 3: Listado de fabricantes e Ingenierías

Se realiza una lista de los proveedores, buscados a través de las distintos medios de información, de calderas de recuperación de calor, turbinas de gas e ingenierías.

Anexo 4: Artículos de prensa

Se da un apoyo, con artículos de prensa relacionados, a las conclusiones finales y motivos por los cuales no se lleva a la práctica este proyecto.

2 Perspectivas de futuro en el mercado energético

Este proyecto pretende analizar la viabilidad de transformar una central térmica convencional en una central de ciclo combinado aprovechando no sólo el emplazamiento, que ya existe, si no también aquellos equipos y componentes que todavía tienen una vida útil prolongada.

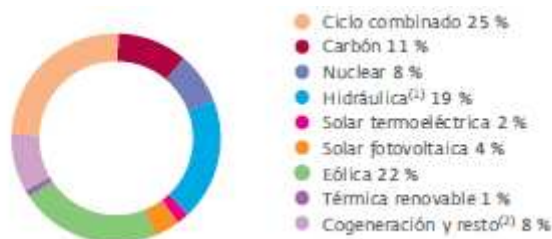
Previo al inicio del proyecto primeramente debemos tener en cuenta varios aspectos tanto de futuro en el terreno de la legislación como de previsiones energéticas por lo que se hará un análisis de la evolución de la demanda eléctrica en los próximos años en la Unión Europea y más concretamente en el sistema eléctrico peninsular.

De acuerdo con el “Avance del Informe 2012 de Red Eléctrica de España” la demanda anual peninsular de energía eléctrica (figura 1) se situó en 252.191 GWh:



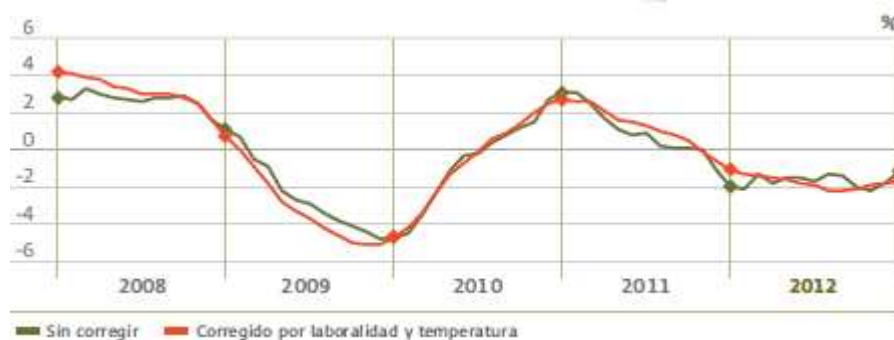
(Figura 1) Cobertura de la demanda anual 2012

La potencia instalada peninsular finalizó el 2012 (figura 2) con 102.524 MW:



(Figura 2) Potencia Instalada a 31 diciembre 2012.

Y la evolución de la demanda en los últimos años (figura 3) ha sido:



(Figura 3) Evolución anual de la demanda.

Tal y como indica el “Informe de la Subcomisión de análisis de la estrategia energética española para los próximos 25 años” de diciembre de 2010, que la Subcomisión del Congreso, aparte de instar a adoptar medidas en el período actual, señala que las mismas han de enmarcarse en las políticas europeas en el ámbito de la energía.

Éstas políticas se han definido tradicionalmente en tres vertientes:

- Garantía de Suministro.
- Sostenibilidad (incluye medio ambiente).
- Competitividad.

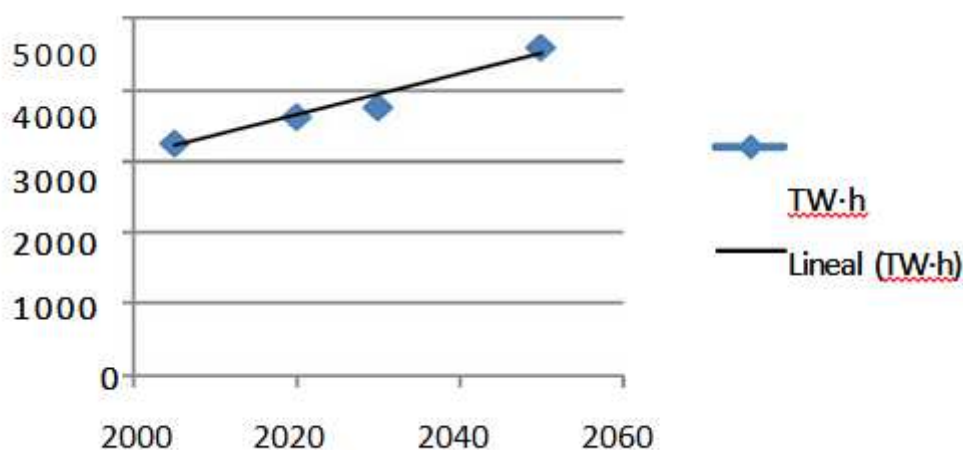
Recientemente, se ha presentado el Energy Roadmap 2050, documento que concreta estas políticas y pretende ser la base para la toma de decisiones en el ámbito energético europeo.

El análisis del mismo pone de manifiesto las líneas fundamentales que la Comisión plantea para al cumplimiento de los tres objetivos anteriores:

- Mejora de la eficiencia energética. Todos los nuevos escenarios planteados en el documento contemplan ambiciosas mejoras en este campo.
- Gran penetración de las energías renovables. Al igual que el aspecto anterior, todos los nuevos escenarios suponen grandes penetraciones.
- Reducción de las emisiones de CO₂. En este sentido señala que la captura y almacenamiento de carbono deberá ser aplicada en torno a 2030. Sin embargo, plantea un escenario específico denominado “Delayed CCS”, poniendo de relieve la importancia que la Comisión da a dicha posibilidad.

Para la evolución de la demanda eléctrica se ha supuesto un único escenario el cuál respeta los valores de energía eléctrica demandados para el período 2012-2020, este escenario lo

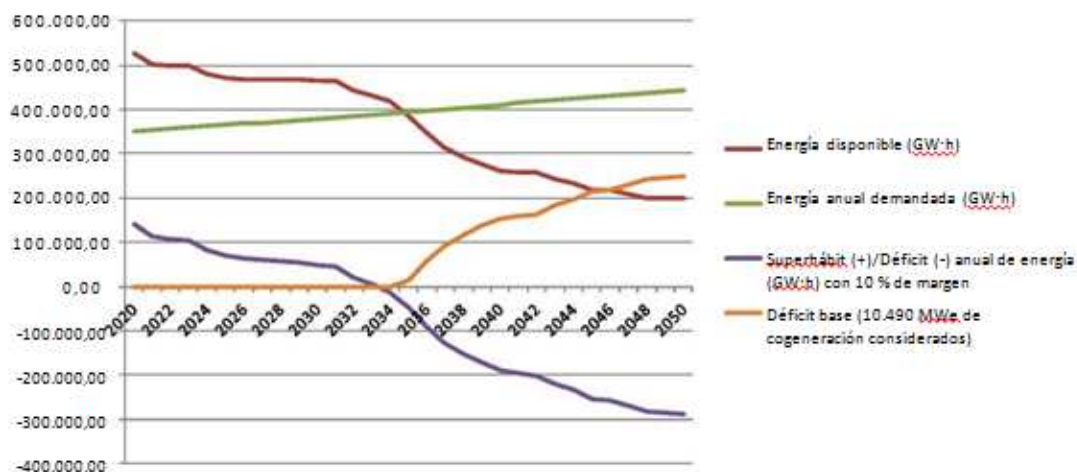
contempla la Planificación energética indicativa 2012-2020, y para el crecimiento posterior, considera un incremento de demanda entre 2020 y 2050 al ritmo de crecimiento de demanda establecido en el Roadmap 2050. En la gráfica inferior (figura 4) se observa dicha previsión:



(Figura 4) Crecimiento de la demanda según "Roadmap 2050".

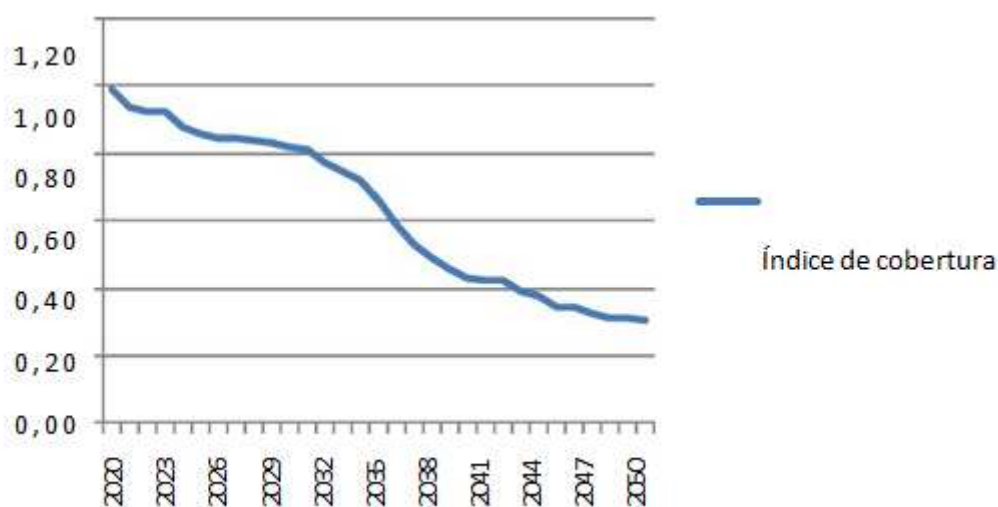
Esto representa un incremento entre 2020 y 2050 de un 27 % que, repartido en porcentajes iguales anuales, supone un incremento anual del 0,79 % anual, valor considerado conservador teniendo en cuenta que el crecimiento planteado para la década 2010-2020 para el escenario central de la Planificación Energética Indicativa 2012-2020 expuesto en el informe "Planificación energética indicativa según lo dispuesto en la ley 2/2011, de 4 de marzo, de Economía Sostenible", de noviembre de 2011, es del 27 % (2,365 % anual). Se ha hecho el mismo análisis considerando el mismo crecimiento década a década de la demanda que el planteado en la Planificación Energética Indicativa 2012-2020, obteniéndose necesidades de potencia base dobles de las estimadas en el presente plan.

Para cada año, se ha contrastado el producible del equipo generador con la demanda (ésta se ha incrementado en un 10 % para contar con cierto margen), así como el índice de cobertura horario. Se establecen, teniendo en consideración las posibilidades de generación de cada tecnología, las necesidades de energía de base (figura 5):

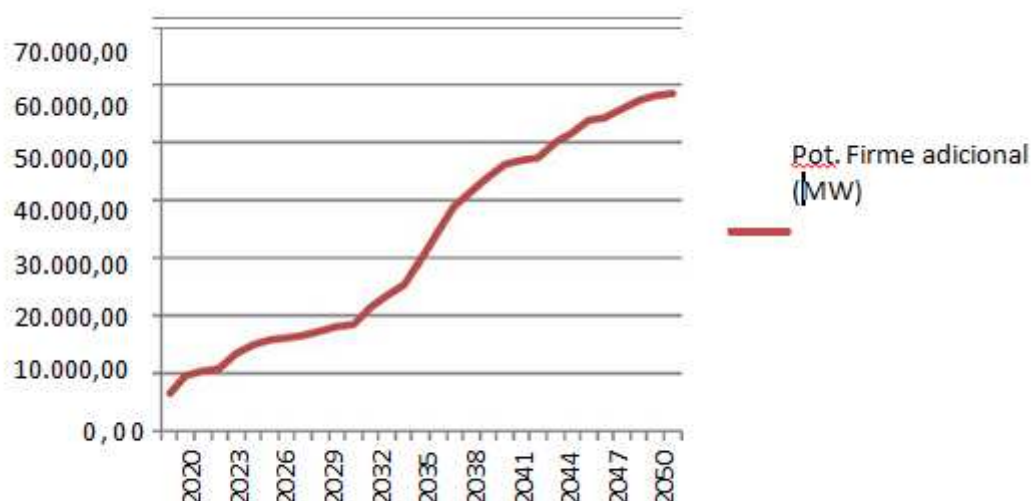


(Figura 5) Necesidades de energía de base.

A título informativo se incluyen asimismo las gráficas y con la evolución de los valores del índice de cobertura (figura 6) así como de potencia firme (figura 7) adicional para alcanzar un índice de cobertura de 1,10.



(Figura 6) Evolución del índice de cobertura en las hipótesis indicadas.



(Figura 7) Evolución de la potencia firme adicional necesaria en las hipótesis indicadas.

Estas necesidades pueden ser cubiertas por nuevos equipos de base, a saber:

- Centrales térmicas nucleares.
- Centrales térmicas de carbón.
- Centrales térmicas de ciclo combinado.

De acuerdo con la “Planificación Energética Indicativa según lo dispuesto en la Ley 2/2011, de 4 de marzo, de Economía Sostenible” se debe tener en cuenta algunos aspectos importantes.

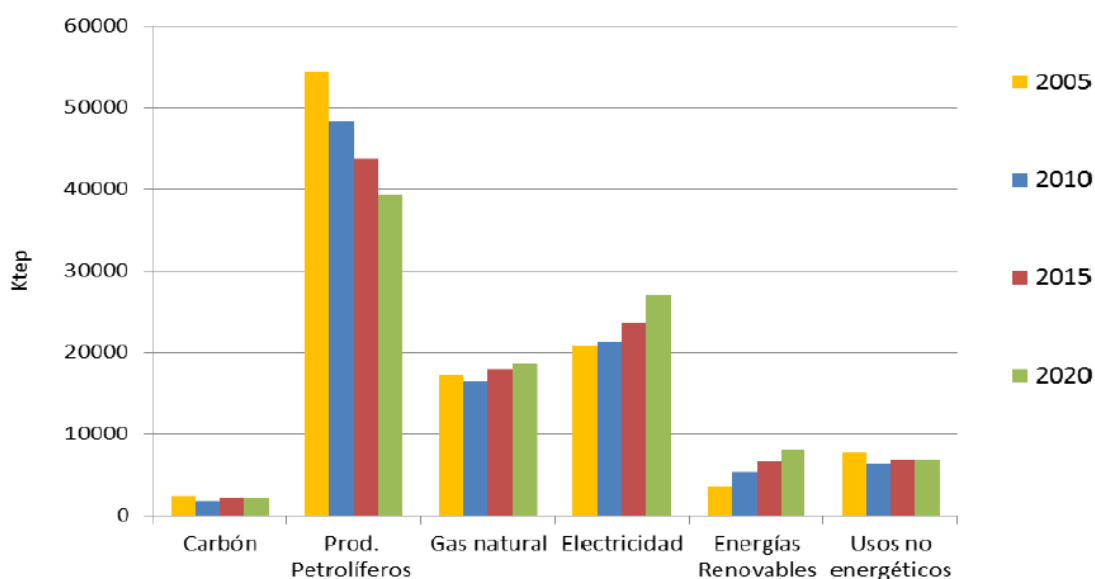
Se estima según proyecciones aportadas por el Instituto Nacional de Estadística que la población española se situará para el 2020 en torno a los 48,3 millones de personas, poco más a la población actual 47,7 millones. Se incrementará el porcentaje de la población no activa, que tiene menores índices de consumo, así como energéticos.

La economía, dentro de sus perspectivas variables y difíciles de predecir, se plantea un crecimiento para los países de la Unión Europea de un 2,2% anual de media hasta el 2020, estimando el crecimiento español en un 2% aproximadamente.

El consumo de energía final en España en el Escenario central (figura 8), será de 102.220 kilotoneladas equivalentes de petróleo (ktep) en 2020, poco más al actual, considerando usos energéticos y no energéticos.

ktep	2005	Estr. (%)	2010	Estr. (%)	2015	Estr. (%)	2020	Estr. (%)	% var anual 2020/10
Carbón	2.424	2,4	1.693	1,7	2.175	2,1	2.146	2,1	2,4%
Prod. Petrolíferos	54.376	54,5	48.371	48,4	43.882	43,3	39.253	38,4	-2,1%
Gas natural	17.145	17,2	16.573	16,6	17.960	17,7	18.800	18,4	1,3%
Electricidad	20.836	20,9	21.410	21,4	23.717	23,4	27.085	26,5	2,4%
Energías Renovables	3.678	3,7	5.375	5,4	6.675	6,6	8.070	7,9	4,1%
Total usos energéticos	98.458	98,6	93.423	93,6	94.408	93,2	95.355	93,3	0,2%
Usos no energéticos	7.842	7,9	6.416	6,4	6.865	6,8	6.865	6,7	0,7%
Prod. Petrolíferos	7.362	7,4	5.941	6,0	6.415	6,3	6.415	6,3	0,8%
Gas natural	480	0,5	475	0,5	450	0,4	450	0,4	-1,0%
Total usos finales	106.300	106,5	99.838	100,0	101.273	100	102.220	100	0,2%

(Figura 8) Evolución prevista del consumo de energía final. Escenario central



(Figura 9) Evolución prevista del consumo de energía final por fuentes

El petróleo continuará perdiendo peso dentro del consumo en España, sin embargo seguirá siendo la principal fuente de energía utilizada con un 38,4% del total en 2020 (figura 9). Se reducirá su consumo en un 2,1% anual.

Debido a las redes de distribución de gas realizadas en España últimamente, ha facilitado la disposición del gas natural en gran parte del territorio. Y con motivo de su utilidad como potencia firme y la menor contaminación atmosférica que producen, cada vez está tomando mayor protagonismo en el mix energético nacional. Sobre todo se ha presentado como un eficiente, competitivo y limpio sustituto de las energías fósiles en la producción eléctrica.

Se prevé que para 2020 ocupe un 18,4% de la energía consumida final en España, con un incremento anual del 1,3%.

La demanda de energía eléctrica aumentará al 2,4% anual, un poco mayor al crecimiento del PIB estimado del 2%.

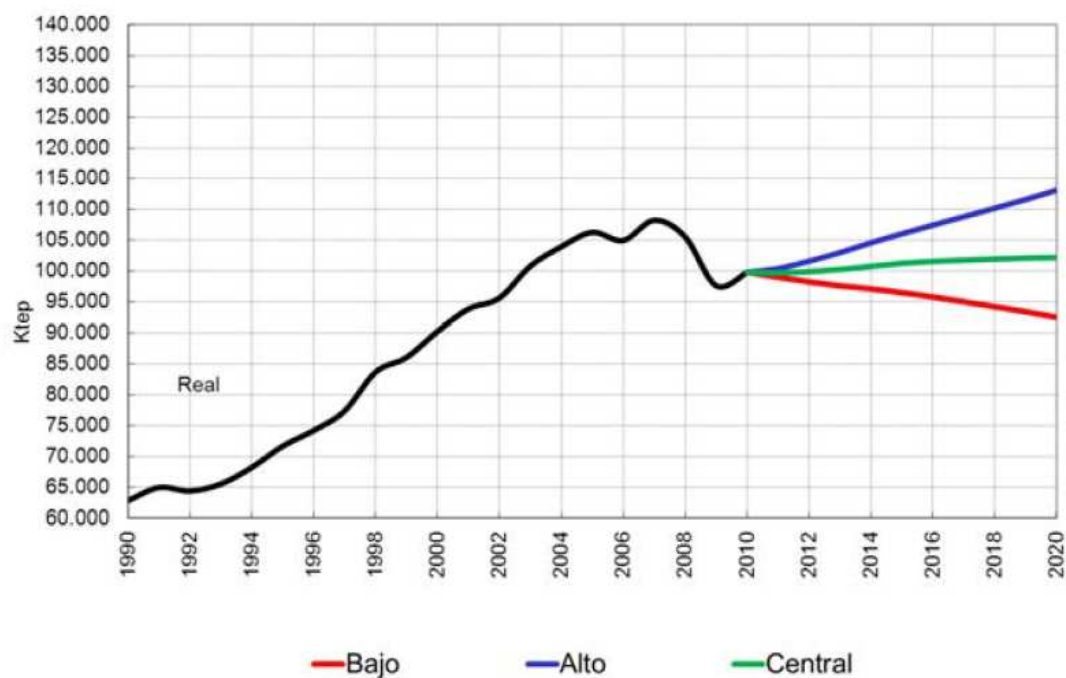
En el escenario alto el consumo de energía total crecerá un 1,2% anual (figura 10), mientras en el escenario bajo se reducirá un 0,7% (figura 11).

ktep	2010	Estr. (%)	2015	Estr. (%)	2020	Estr. (%)	% var anual 2020/10
Carbón	1.693	1,7	2.175	2,1	2.146	1,9	2,4%
Prod. Petrolíferos	48.371	48,4	46.298	43,7	45.650	40,4	-0,6%
Gas natural	16.573	16,6	18.951	17,9	20.406	18,1	2,1%
Electricidad	21.410	21,4	24.887	23,5	29.775	26,4	3,4%
Energías Renovables	5.375	5,4	6.675	6,3	8.070	7,1	4,1%
Total usos energéticos	93.423	93,6	98.985	93,5	106.047	93,9	1,3%
Usos no energéticos	6.416	6,4	6.865	6,5	6.865	6,1	0,7%
Prod. Petrolíferos	5.941	6	6.415	6,1	6.415	5,7	0,8%
Gas natural	475	0,5	450	0,4	450	0,4	-1,0%
Total usos finales	99.838	100	105.850	100	112.912	100	1,2%

(Figura 10) Tabla de la evolución estimada del consumo de energía final. Escenario alto

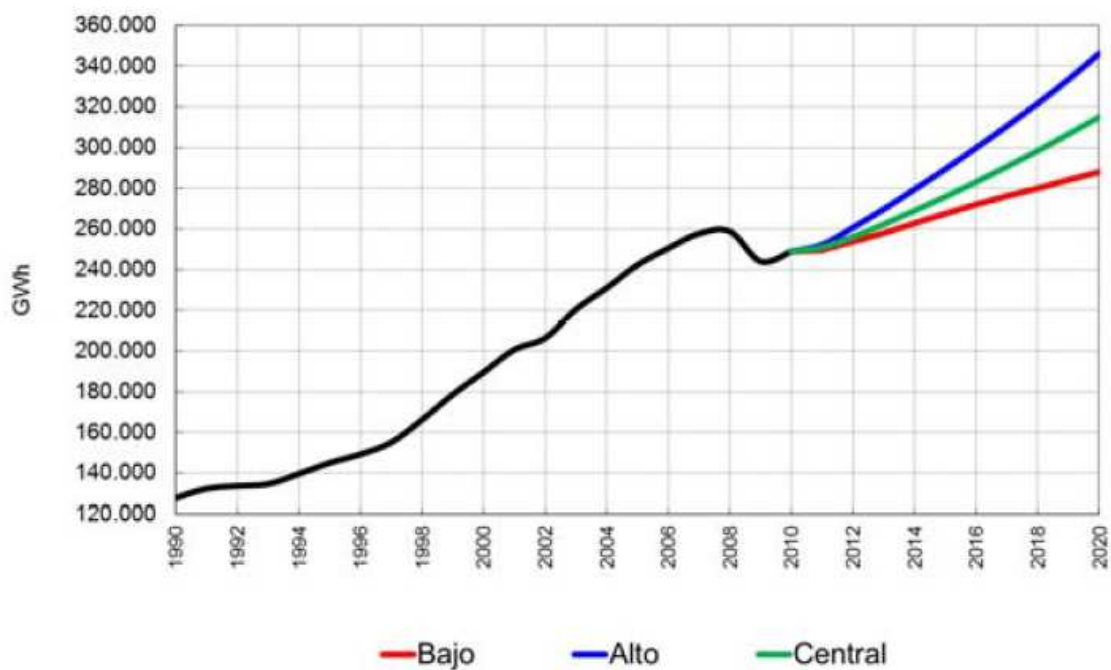
ktep	2010	Estr. (%)	2015	Estr. (%)	2020	Estr. (%)	% var anual 2020/10
Carbón	1.693	1,7	2.175	2,2	2.146	2,3	2,4%
Prod. Petrolíferos	48.371	48,4	40.814	42,2	33.602	36,2	-3,6%
Gas natural	16.573	16,6	17.192	17,8	17.278	18,6	0,4%
Electricidad	21.410	21,4	22.996	23,8	24.769	26,7	1,5%
Energías Renovables	5.375	5,4	6.675	6,9	8.070	8,7	4,1%
Total usos energéticos	93.423	93,6	89.852	92,9	85.866	92,6	-0,8%
Usos no energéticos	6.416	6,4	6.865	7,1	6.865	7,4	0,7%
Prod. Petrolíferos	5.941	6	6.415	6,6	6.415	6,9	0,8%
Gas natural	475	0,5	450	0,5	450	0,5	-1,0%
Total usos finales	99.838	100	96.717	100	92.731	100	-0,7%

(Figura 11) Tabla de la evolución estimada del consumo de energía final. Escenario bajo



(Figura 12) Evolución prevista del consumo de energía final. Escenarios alto, central y bajo

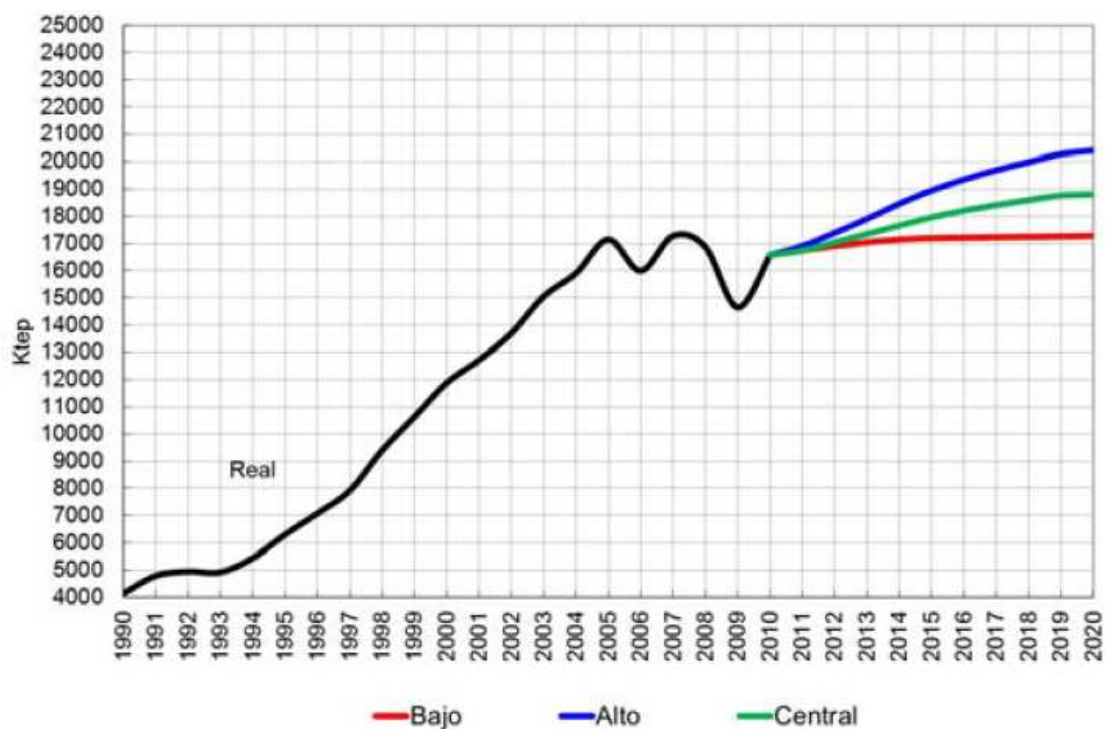
La demanda eléctrica crecerá en los tres escenarios (figura 14): 3,4% de media anual en el escenario alto, 2,4% en el central y 1,5% en el bajo. Siendo notablemente inferior al crecimiento de las décadas anteriores.



(Figura 14) Evolución prevista del consumo final de electricidad. Escenarios alto, central y bajo

Actualmente en España se está produciendo el cierre progresivo de centrales de F.O. debido a que estas instalaciones, que fueron construidas a finales de la década de los sesenta y principios de los setenta, han llegado al final de su vida útil o bien llegarán en los próximos años. Por otro lado, hay que tener en cuenta que estas instalaciones tienen unos altos niveles de emisiones contaminantes, del doble de emisiones de CO₂ que una central de ciclo combinado de potencia equivalente, motivo por el cual y dadas las restricciones actuales en materia de emisiones muchos de los grupos ya han cesado en su actividad y otros se encuentran acogidos a la “excepción de las 20.000 horas” que plantea el Real Decreto, para grandes instalaciones de combustión, de forma que entre el 1 de Enero de 2008 y el 31 de diciembre de 2015, estas instalaciones se encuentran comprometidas a no funcionar más de 20.000 horas, garantizando su cierre tras este periodo o como tope máximo su cierre se ha de producir el 31 de diciembre de 2015. Esto hace que de una manera natural la tecnología de ciclos combinado esté sustituyendo las centrales térmicas de F.O.

Por todo ello el consumo de gas natural se prevé que aumente en los tres escenarios.



(Figura 13) Evolución prevista del consumo final de gas para usos energéticos. Escenarios alto, central y bajo

En los últimos 10 años el avance conseguido tanto en el campo de las turbinas de gas como en el de los ciclos combinados ha sido vertiginoso. Se ha pasado de construir turbinas de gas de

125 MW, con un rendimiento inferior al 34 %, a construir turbinas de gas con potencias superiores a 250 MW y rendimientos superiores al 37 %. Actualmente, se dispone de ciclos combinados con rendimientos netos cercanos al 58 % y con potencias que pueden llegar a alcanzar los 800 MW en el caso de configuraciones con 2 turbinas de gas (2x255 MW) 2 calderas de recuperación y una turbina de vapor (1x284 MW).

Los grupos industriales capaces de construir grandes turbinas de gas industriales son; General Electric, Siemens-Westinghouse, ABB-Alstom Power y Mitsutbishi.

Aunque la situación actual de consumo eléctrico, por la crisis, no es favorable a la instalación de nuevos equipos de gas, en el que entre otras medidas reducen los pagos por capacidad a los ciclos combinados y además permite a las compañías eléctricas parar esas instalaciones un tiempo (hibernación). No obstante si se produce una reactivación económica y a la vista de todo el análisis anterior sería posible la instalación de nueva capacidad con centrales de ciclo combinado porque además son energía soporte a las renovables del sistema eléctrico. Y en este caso, este proyecto de repotenciar una central térmica existente sería viable.

3 Centrales Térmicas de Fuel-Oil (F.O.) y de Ciclo Combinado

3.1 Descripción de una Central térmica

Una central térmica convencional es un central que utiliza combustibles fósiles para la producción de energía eléctrica. Todas las centrales térmicas funcionan de la misma manera (figura 14), básicamente lo único que varía entre ellas es el combustible empleado: carbón, fuel-oil o gas natural. El poder calorífico de los combustibles fósiles es utilizado para transmitir energía dentro de una caldera a un entramado de tubos por los que circula agua que se transforma en vapor y es utilizado para mover las aspas de la turbina que a su vez mueve el rotor del alternador produciendo electricidad.

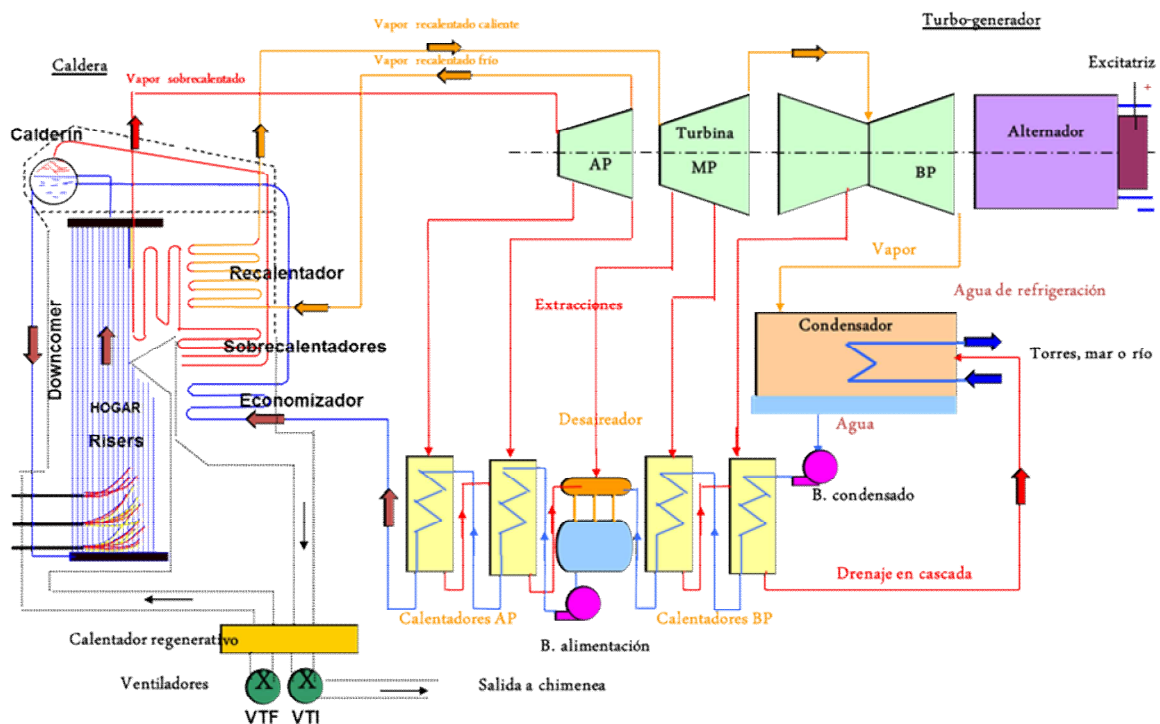
Se pasa de la energía de la combustión en la caldera, a energía mecánica y luego a energía eléctrica.

El vapor producido en la caldera a través de la combustión de las materias primas fósiles pasa al cuerpo de turbina de alta presión con una gran temperatura y presión. Posteriormente el vapor procedente de la salida de la turbina de alta presión es enviado de nuevo a la caldera y de este modo recalentado donde adquiere de nuevo altas presiones y temperatura. El vapor

recalentado es conducido al cuerpo de la turbina de media presión. El vapor extraído de la turbina de media presión, el cual todavía conserva propiedades útiles, es llevado al cuerpo de turbina de baja presión para ser turbinado siendo esta la última etapa de turbinación.

El vapor salido de la turbina de baja presión, ya con unas condiciones no aprovechables, es llevado al condensador donde existen unas condiciones de muy baja presión (vacío) y temperatura (40°C). Es aquí donde al entrar en contacto con una hilera de tubos de que transportan agua de circulación de algún lago, río o mar; el vapor del circuito de alimentación se transforma de nuevo en agua líquida para así comenzar el ciclo termodinámico de nuevo.

El agua antes de volver a introducirla en la caldera es precalentada a través de unos precalentadores que obtienen su energía gracias a unas extracciones provenientes de los diferentes cuerpos de turbinas. Es en la etapa del precalentamiento del agua de alimentación donde se encuentra el desgasificador o desaieador el cual elimina el oxígeno que pueda existir en el circuito.



(Figura 14) Esquema básico de funcionamiento de una central térmica

3.1.1 Ciclo termodinámico

El ciclo termodinámico utilizado en las centrales térmicas es el ciclo de Rankine (figura 15) y (figura 16). Las centrales suelen utilizar agua como fluido de trabajo. Sigue un proceso que se puede diferenciar en cuatro etapas:

Un generador de vapor (foco caliente) donde el agua se transforma sucesivamente en vapor saturado y sobrecalentado.

Una turbina de varios cuerpos en los que una parte del calor contenido en el vapor se transforma en trabajo.

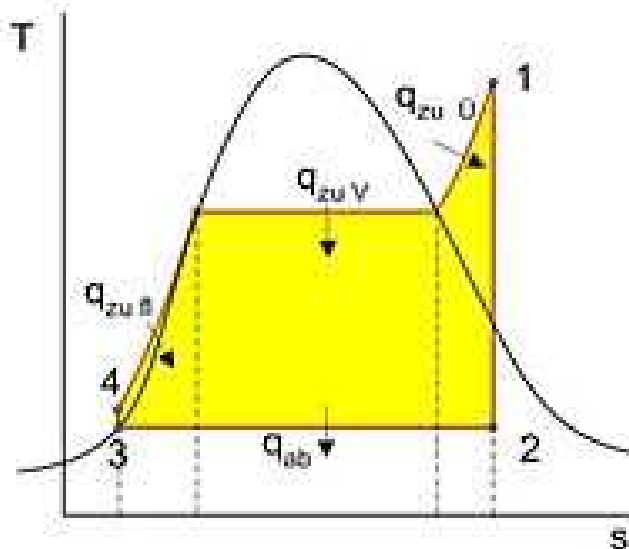
El vapor que sale de la turbina se divide en dos partes

Una es enviada al condensador (foco frío) donde se condensa cediendo una parte del calor al agua de circulación asegurando así la condensación.

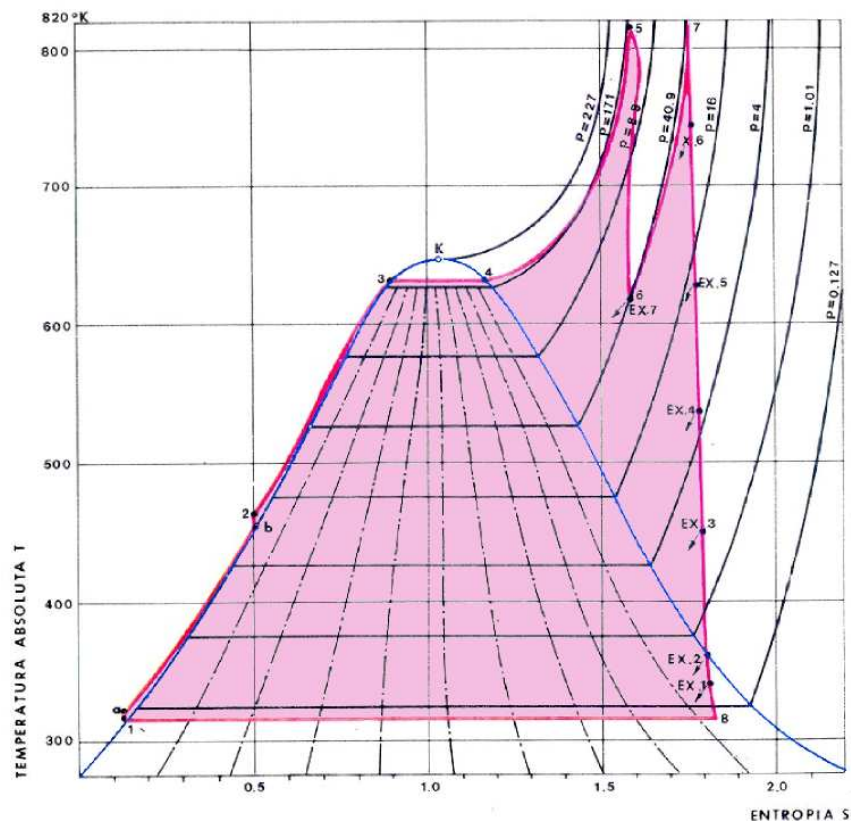
La otra es extraída en distintos puntos de los cuerpos de la turbina y enviada a los calentadores donde se condensa calentando el agua de alimentación de la caldera.

El agua condensada en los calentadores es enviada al circuito de agua aprovechando así el calor íntegro de la misma.

Nótese que a la salida del cuerpo de alta presión de la turbina, el vapor se vuelve a introducir en la caldera de un recalentador donde se eleva su temperatura antes de entrar en el cuerpo de media presión.



(Figura 15) Ciclo de Rankine básico



(Figura 16) Ciclo de Rankine con recalentamiento, 2 aumentos de presión y con 6 extracciones

3.1.2 Componentes

3.1.2.1 Caldera

La caldera es el lugar donde se produce la transformación del agua en estado líquido a vapor (figura 17) y (figura 18). Es una de los elementos más importantes de la central térmica.

3.1.2.1.1 Precalentadores de aire

El precalentador de aire es un cambiador de calor cuya misión es la de recuperar una parte del calor contenido en los gases de combustión. Estos últimos se encuentran en la salida del economizador a una elevada temperatura, del orden de 250 a 300°C.

La limitación del aprovechamiento de la energía calorífica de los gases viene impuesta por la temperatura de rocío, que depende fundamentalmente del tipo de combustible y del exceso de aire admitido. La temperatura de rocío es la que corresponde a la aparición de condensaciones en los gases dando lugar a deposiciones de ácido sulfúrico que destruyen, por corrosión, las partes metálicas de los circuitos de gas.

Esta temperatura es del orden de 110 a 150°C.

3.1.2.1.2 Economizador

El economizador es un serpentín situado en la corriente de salida de gases de la caldera, generalmente entre el recalentador o una sección del sobrecalentador y los calentadores de aire. El agua de alimentación, impulsada por las bombas de alimentación y después de pasar por los calentadores de alta presión, circula por el interior del serpentín antes de entrar en el circuito o zona de vaporización. Los gases que llegan al economizador poseen aún una temperatura considerable y transmiten calor por convección al serpentín que, a su vez, es refrigerado por el agua de alimentación que, por tanto, se calentará.

La temperatura del agua a la salida del economizador es muy próxima a la de saturación correspondiente a la presión del circuito o zona de vaporización.

Se ve que el economizador cumple dos misiones fundamentales:

- Aprovechar el calor residual de los gases, disminuyendo por tanto, las pérdidas en la chimenea.
- Conseguir que el agua llegue al circuito o zona de vaporización a temperatura ya elevada.

3.1.2.1.3 Calderín

Constituye un recinto de mezcla en el que se encuentran la fase líquida y la fase vapor del agua de la caldera, es decir, en el calderín reinan condiciones de saturación.

En su interior se encuentran los dispositivos adecuados para lograr una separación entre el agua líquida y el vapor. Además el calderín constituye una reserva de agua ante las oscilaciones en la demanda de vapor.

El calderín, en acero especial, está constituido por una parte cilíndrica, cerrada por casquetes esféricos, que se sitúa en el plano horizontal.

La situación y disposición de las conexiones con las diversas tuberías, y el número de éstas, dependen de la capacidad y características de la caldera. También varían de un calderín a otro la situación, número y características de los dispositivos contenidos en su interior: pantallas, separadores, etc.

3.1.2.1.4 Sobrecalentadores

Los sobrecalentadores son, constructivamente hablando, simples intercambiadores de calor en forma de serpentín, situados en la corriente de los gases de combustión. Suelen estar divididos en dos o secciones, o serpentines, situados en diferentes zonas de la caldera, con objeto de aprovechar al máximo el calor de los gases de combustión.

El sobrecalentador primario, situado en la corriente de gases, entre el recalentador y el economizador, y el sobrecalentador secundario, situado en la parte alta del hogar. El vapor procedente del calderín, se hace pasar primero por el sobrecalentador primario, y posteriormente por el sobrecalentador secundario, donde alcanza la temperatura máxima.

El vapor que sale de esta última sección de sobrecalentador se envía a través de la tubería de vapor principal al cuerpo de alta presión de la turbina.

El sobrecalentador secundario recibe calor fundamentalmente por radiación, al estar situado en una zona de la caldera donde las temperaturas son muy elevadas. Sin embargo el sobrecalentador primario recibe calor fundamentalmente por convección de los gases de combustión.

En las calderas está limitada la temperatura máxima de vapor a unos 600°C. Este límite de temperatura viene impuesto por las condiciones de resistencia de los metales que constituyen la caldera y la turbina de vapor.

3.1.2.1.5 Recalentadores

Su forma constructiva es análoga a la de los sobrecalentadores, y están situados también en la corriente de los gases de combustión. Pueden estar fraccionados en distintas secciones, o constituir una única sección. El recalentador recibe el vapor expandido en la turbina de alta presión (vapor recalentado frío), eleva su temperatura de nuevo hasta la máxima y como vapor recalentado caliente se dirige al cuerpo de media presión.

Los recalentadores reciben calor fundamentalmente por convección.



(Figura 17) Esquema de una caldera y fotos exterior e interior



(Figura 18) Interior de una caldera

3.1.2.2 Turbina de vapor

La turbina de vapor es una máquina térmica en la cual tiene lugar la transformación de energía del vapor (entalpía) en energía mecánica de rotación del eje de la propia turbina. El vapor llega a la turbina a presión y temperatura elevadas, es decir, con entalpía elevada, y en la turbina sufre una gran expansión con disminución grande de temperatura. La entalpía del vapor a su salida de la turbina es mucho menor que la que tenía a su entrada, y la diferencia entre esas entalpías es, prácticamente, la energía que la turbina ha transformado en energía mecánica útil de rotación. Durante su expansión, la masa de vapor va adquiriendo energía cinética, a costa de la disminución correspondiente de su entalpía.

Las dos partes esenciales de una turbina son el rotor y estator. En la primera se encuentran los órganos móviles, que son los elementos encargados de transformar la energía cinética del vapor en energía mecánica de rotación, comunicada al eje al cual son solidarios. En el estator se encuentran los órganos fijos, que se encargan de direccionar el vapor.

El estator está compuesto, a su vez, de otras dos piezas fundamentales: la carcasa y el cilindro. La primera constituye la cubierta de la turbina, y la segunda evita que el vapor se escape a la atmósfera y sirve de soporte a los órganos fijos.

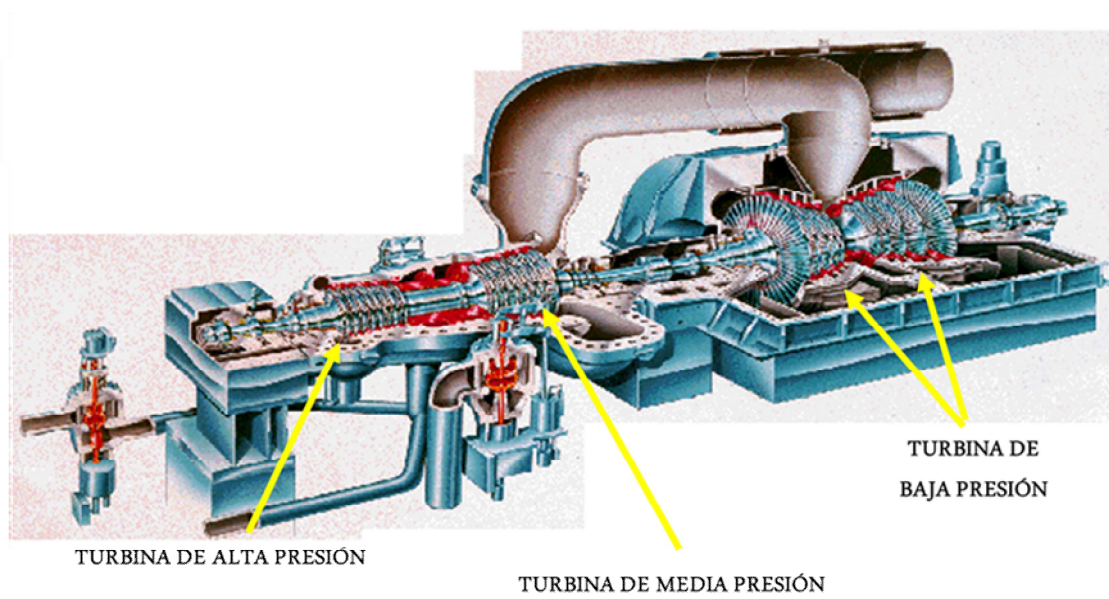
El eje de la turbina se apoya en los cojinetes por medio de una zona del mismo llamada mangón o muñeca. Esta zona del eje está perfectamente equilibrada y pulimentada, y en ciertos casos endurecida, con el fin de disminuir el rozamiento con el cojinete.

Estos cojinetes pueden tener dos suministros de aceite, uno el aceite de lubricación propiamente dicho y otro el de aceite de levantamiento del eje, cuyo objeto es realizar una inyección de aceite a alta presión en la parte inferior del cojinete para despegar el rotor unos milímetros antes de rodar turbina.

Para la clasificación de las turbinas de vapor se suelen emplear los siguientes criterios según la dirección del movimiento del vapor en relación con el eje de la turbina, según la forma de actuación del vapor, según el número de cuerpos y la alineación de los mismos.

En la instalación tenemos (figura 19): turbina de alta presión; donde la presión del vapor es más alta y por tanto los álabes o palas de la turbina son pequeños, es donde se produce mayor esfuerzo sobre el eje; la turbina de media presión, vapor que proviene de la turbina de alta presión tras ser recalentado; y turbina de baja presión (figura 20), donde los álabes de la turbina son grandes debido a la menor presión del vapor. A la entrada de las turbinas los álabes son pequeños y van aumentando de tamaño según avanza el vapor a través de ellas. De todas las turbinas que funcionan en una central térmica se extrae cierta cantidad de vapor que es llevado a los calentadores para ir aumentando la temperatura del agua antes de ser

introducido a la caldera, y así evitar un gran choque térmico y aumentar el rendimiento de la planta.



(Figura 19) Esquema de una turbina de vapor tipo Tandem-Compound



(Figura 20) Cuerpo de turbina de baja presión

3.1.2.3 Alternador

El generador eléctrico es una máquina rotatoria que consta, por tanto, de rotor y estator (figura 21).



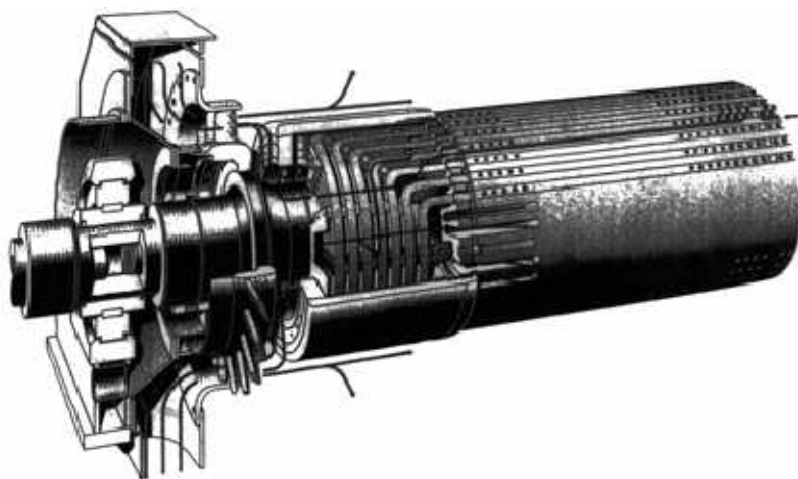
(Figura 21) Estator y rotor de un alternador

El eje del rotor del generador se acopla al del rotor de la turbina, y a través de ese acoplamiento el primero recibe energía mecánica del segundo para su rotación.

En general, el acoplamiento es directo y ambos ejes giran a la misma velocidad. En turbogeneradores grandes el acoplamiento suele ser rígido, por medio de bridas y tornillos, de forma que la unidad sólo necesita un cojinete de empuje, que está en la turbina en el lado opuesto del generador.

Los generadores de los turbogrupos de centrales térmicas son alternadores, es decir, generan corriente alterna. El principio de funcionamiento de los alternadores es la inducción magnética.

El rotor o inductor (figura 22) es alimentado por un generador de corriente continua llamado excitatriz. Esta corriente circula por los devanados del rotor originando en él unos polos magnéticos. Al girar el rotor, accionado por la turbina, los campos magnéticos de estos polos van cortando devanados del estator (inducido) e inducen en ellos una fuerza electromotriz o tensión alterna que se manifiesta en los bornes del alternador (los del estator). Esta tensión, cuando los bornes se conectan a la red, o sea a la carga, da lugar a una intensidad alterna también.



(Figura 22) Dibujo de rotor de un alternador

La potencia eléctrica activa que genera el alternador es proporcional al producto de esta tensión por esta intensidad. Para que se genere esta potencia es necesario, como hemos visto, que el rotor excitado con corriente continúa gire accionado por la turbina. La resistencia que el rotor opone a este giro, o sea la potencia mecánica que le debe transmitir la turbina para hacerlo girar a la velocidad deseada, es proporcional y ligeramente superior a la potencia eléctrica que suministra el estator.

Por tanto, si aumenta la carga que la red demanda al generador, su rotor opondrá resistencia al giro y, de momento, como el flujo de vapor en la turbina no ha variado, ésta no tiene potencia para mantener la misma velocidad de giro. En consecuencia, la velocidad de giro del grupo disminuirá algo, y esta disminución afectará la posición de los pesos del regulador centrífugo de la turbina, bajando el anillo deslizante, actuando la válvula piloto y abriendo, en definitiva, las válvulas de control de vapor: se admite vapor a la turbina tendiendo a que la velocidad de giro no baje, o, lo que es lo mismo, se va ajustando la admisión de vapor a la turbina para que ésta tenga potencia suficiente para mover el rotor del alternador a la velocidad normal cuando la carga eléctrica de su estator va aumentando, o sea, se va ajustando automáticamente por el regulador la potencia mecánica de la turbina a la carga demandada al alternador.

3.1.2.4 Condensador

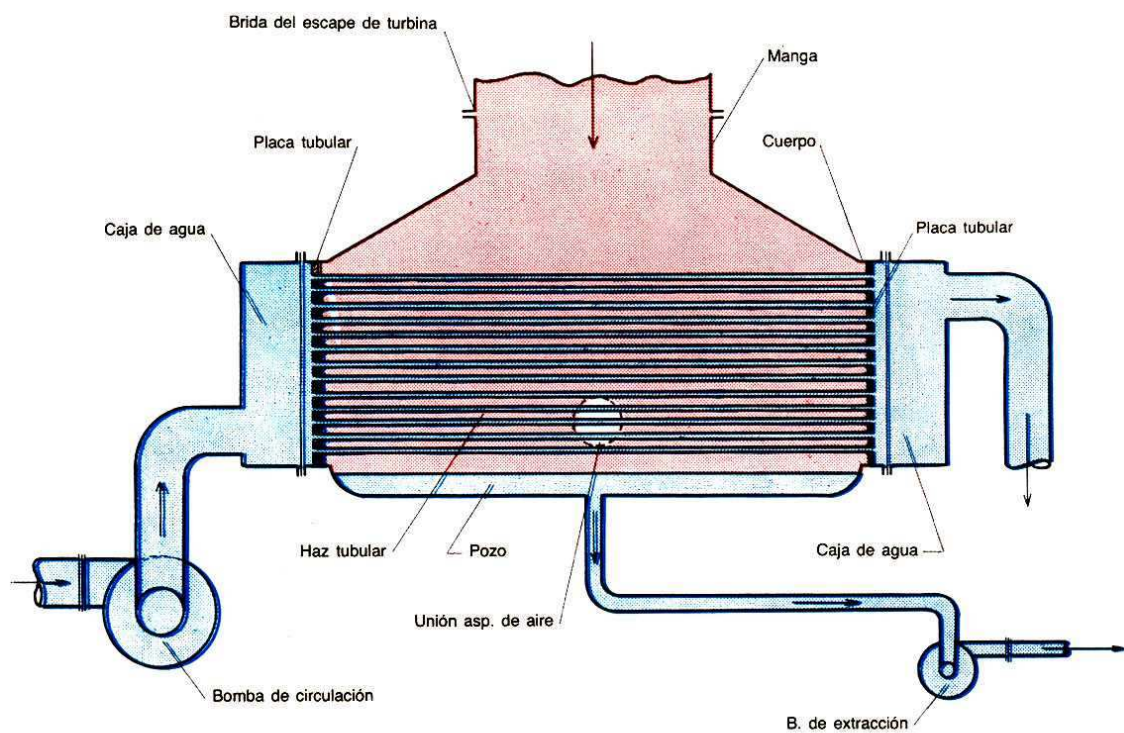
En el condensador es el lugar donde el vapor que procede de la turbina de baja presión es transformado a agua líquida (figura 23) y (figura 24).

Está formado por un gran cuerpo de acero en el que hay dos placas tubulares a cada extremo del condensador. Un gran haz de tubos de latón o aleación se sitúan entre estas placas recorriendo el cuerpo del condensador de lado a lado.

Por estos tubos circula agua de refrigeración proveniente de algún río, lago o mar cercano; que se hace circular a través de una bomba de circulación pasando por las cajas de agua del condensador.

El vapor al entrar en contacto con los tubos por donde circula el agua de refrigeración se condensa, y se deposita en el pozo ubicado en la parte inferior del condensador.

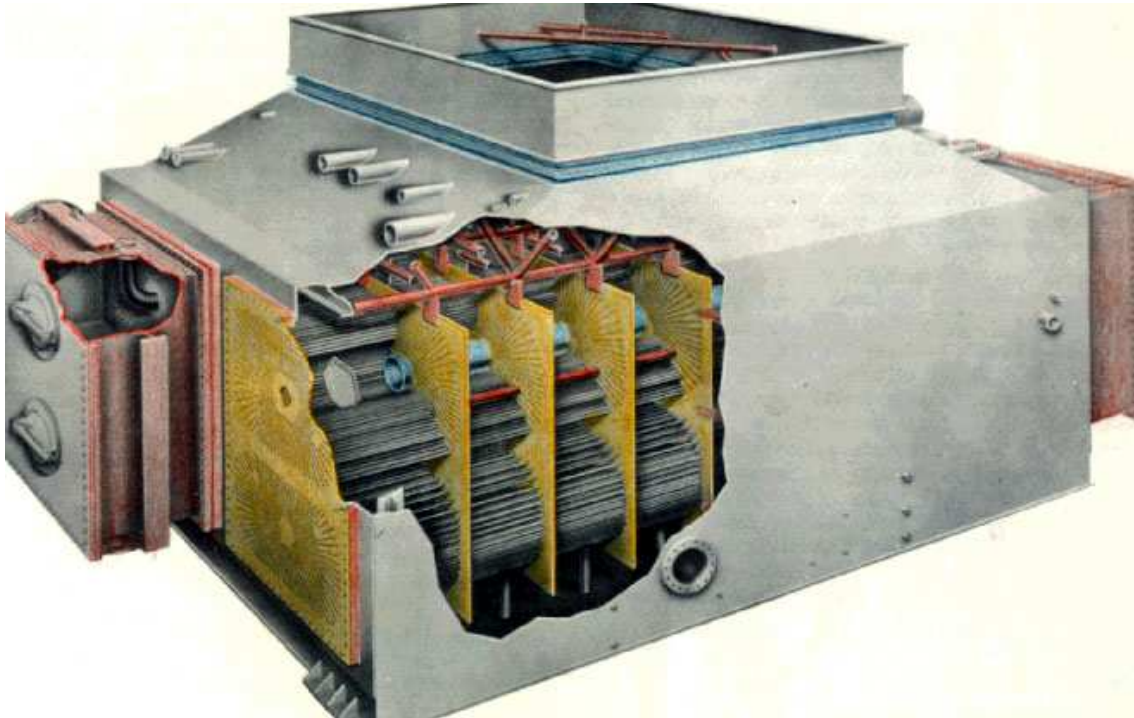
Mediante una bomba de extracción el agua que se deposita en el pozo es aspirada y puesta de nuevo en circulación enviándola nuevamente a la caldera.



(Figura 23) Dibujo condensador

Si el caudal de agua de refrigeración disponible es insuficiente, el agua de circulación a la salida del condensador es enviada hacia un refrigerante atmosférico, el agua a la salida de este refrigerante sirve de nuevo para condensar el vapor en el condensador.

El aire que se introduce en el condensador es aspirado por medio de eyectores o bombas de vacío. La tubería de aspiración de estos aparatos está unida a un tubo situado hacia la parte baja del condensador.



(Figura 24) Dibujo de un condensador

3.1.2.5 Calentadores o precalentadores de agua de alimentación

En las centrales térmicas convencionales se consigue mejorar el rendimiento del ciclo efectuando un calentamiento progresivo del agua de alimentación desde que sale del condensador hasta que llega a la caldera. Este calentamiento se realiza en calentadores (cambiadores de calor), situados escalonadamente a lo largo de todo el sistema de agua, mediante vapor extraído de la turbina después de haberse expandido en ella parcialmente. El agua, impulsada por las bombas de condensado, atraviesa los dos calentadores de baja presión y llega al calentador-desgasificador, de cuyo depósito aspiran las bombas de alimentación, que impulsan el agua a través de los dos calentadores de alta presión y del economizador, introduciéndola en el calderín de la caldera. El agua es calentada gradualmente en los sucesivos calentadores y, por último, en el economizador sufre el calentamiento final hasta una temperatura muy próxima a la de saturación correspondiente a la presión de la caldera.

El vapor utilizado en los calentadores se extrae de distintas etapas de la turbina, después de haber desarrollado un trabajo parcial en ésta, pero en posesión aún de una entalpía que puede utilizar prácticamente en su totalidad en los calentadores, ya que en ellos se aprovecha el calor de condensación que, de haber dejado expansionar totalmente el vapor hasta el condensador, se perdería en el agua de circulación

3.1.2.6 Bombas

Las bombas son aparatos destinados a desplazar fluidos, obteniéndose así energía hidráulica a expensas de energía mecánica.

Su manera de actuar se basa en que la forma económica de transportar fluidos es mediante tuberías. Intercaladas en la tubería por la que tiene que circular el fluido, le proporcionan la energía necesaria para su desplazamiento, aspirando por un lado e impulsando por otro, creando por tanto una sobrepresión en la tubería a la salida de la bomba, y una depresión a la entrada. Se puede decir entonces, que la bomba es un aparato destinado a transportar un fluido de un punto de baja presión a otro en el cual la presión es elevada.

3.1.2.7 Desaireador o desgasificador

Es necesario eliminar el oxígeno del agua de alimentación que va a la caldera ya que puede provocar efectos de corrosión importantes en el circuito, llamados efecto “pitting”. Y esa es la función del desaireador.

En los calentadores de mezcla hay contacto directo y mezcla del vapor calefactor con el agua de alimentación que se calienta. En esencia, constan de un recipiente cilíndrico por cuya parte superior entra el agua de alimentación, bien a través de unas toberas de pulverización, o bien cayendo sobre unas bandejas que la distribuyen en forma de lluvia fina por todo el calentador, y por cuya parte inferior entra el vapor de la extracción. Al encontrarse el agua y el vapor en contracorriente, se produce el intercambio de calor, condensándose el vapor y cediendo su calor de condensación al agua.

Este tipo de calentador no se suele utilizar en centrales térmicas como tal calentador solamente, pues además de calentador tiene otra aplicación muy importante que es el desgasificador. Ya se sabe que en el circuito agua-vapor hay algunas zonas sometidas a vacío, o sea, a presiones inferiores a la atmosférica y en ellas es inevitable que entre aire del exterior a través de empaquetaduras de válvulas, bridas, juntas, etc. Por otra parte, llega al circuito aire

disuelto en el agua de aportación, en la del tanque de reserva de condensado y en los drenajes recogidos.

Es necesario mantener los niveles de oxígeno muy reducidos, ya que podría provocar una rápida oxidación del circuito de vapor.

Un desaireador es un equipo que remueve O₂ (aire) del agua de alimentación a calderas (BFW) ya que el oxígeno es altamente corrosivo en los circuitos de vapor.

Básicamente funciona poniendo en contacto dos corrientes de O₂ líquida saturada con vapor puro. El O₂ de la corriente líquida saturada pasa a la corriente de vapor puro.

3.1.2.8 Sistema de Agua de Circulación

El sistema de agua de circulación debe retirar el calor del ciclo, para lo que puede llevarlo al ambiente a través de un circuito abierto (mar, lago, río), de forma que el agua se toma, por ejemplo, del mar, lo que es habitual en centrales en la costa, y tras pasar por el condensador, vuelve al mar en el punto para su descarga.

Normalmente, en el caso de central próxima a río o lago, se dispone de un sistema en circuito cerrado, de forma que al agua que pasa a través del condensador se le extrae el calor en una torre, volviendo de nuevo al condensador. Hay que hacer pequeñas reposiciones debido a las pérdidas en las torres (agua que pasa al aire) y a las purgas necesarias para mantener la calidad del agua. Las torres pueden ser de tiro natural o forzado. En el primer caso, el agua se hace pasar por un relleno especial que rompe el agua en gotas muy finas para facilitar la evacuación de calor. El tiro es natural debido a la configuración de la torre. El inconveniente es el tamaño de la torre y su impacto visual. En el caso de tiro forzado, el funcionamiento es semejante, pero el tiro es conseguido mediante ventiladores con motor eléctrico.

3. 2 Central de ciclo combinado

3.2.1 Descripción de un ciclo combinado

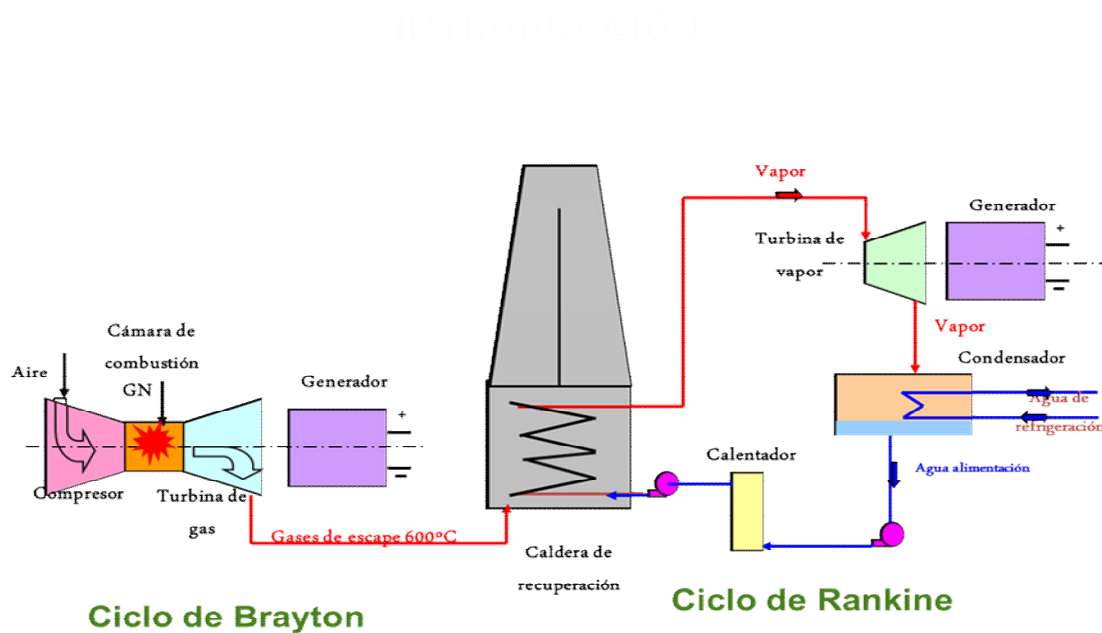
Una central de ciclo combinado es una central térmica que utiliza gas como combustible para la generación de electricidad. Sin embargo aparte de utilizar una turbina de gas puede utilizar también una turbina de vapor que funciona gracias a la energía aportada al vapor procedente de los gases de escape de la turbina o turbinas de gas. Es el motivo por el que se le llama ciclo combinado, si solo se empleara turbinas de gas estaríamos hablando de un ciclo simple.

Las centrales de ciclo combinado pueden ser con o sin combustión adicional. Con combustión adicional implica un suplemento de combustible a los gases de escape que se liberan por la caldera de recuperación de calor, y en cambio, sin combustión adicional únicamente se cuenta con la energía desprendida por los gases de combustión de la turbina de gas.

Los ciclos combinados sin combustión adicional son los más adecuados si lo buscado es la producción de electricidad.

Una instalación típica de ciclo combinado sin combustión adicional, como la representada (figura 25), consta de:

- Turbina de gas
- Caldera de recuperación de calor (HRSG)
- Turbina de vapor



(Figura 25) Esquema de una central de ciclo combinado sin combustión adicional

El compresor, cuya función es suministrar el aire a las cámaras de combustión, va montado en el mismo eje de la turbina y es de tipo axial. El número de etapas es variable y depende del modelo de la turbina de gas, sin embargo en la mayoría de los modelos actuales dicho número oscila en torno a 18. La relación de compresión de estos compresores viene a ser de 16:1.

En las cámaras de combustión, que trabajan a presión constante y ligeramente inferior a la de descarga del compresor, se produce la reacción de combustión entre el combustible alimentado a través de los quemadores y el aire. Los productos de combustión abandonan la

cámara de combustión a una temperatura superior a $1100\text{ }^{\circ}\text{C}$, y por lo tanto con alta entalpía, dirigiéndose hacia la admisión de la turbina.

La turbina, cuya función es la de transformar la entalpía de los gases en energía mecánica de rotación, acciona el compresor de aire y el alternador. Los gases de escape, que abandonan la turbina de gas con una temperatura comprendida entre los 500 y $600\text{ }^{\circ}\text{C}$, se envían o bien directamente a la atmósfera (ciclo simple) o bien a una caldera de recuperación para su aprovechamiento (ciclo combinado).

En la caldera de recuperación de calor se produce un intercambio de calor entre el agua de alimentación del circuito de la turbina de vapor y los gases de escape de la turbina de gas, provocando que el agua se evapore.

La turbina de vapor funciona del mismo modo que en una central térmica convencional excepto por algunas características, como funcionar a menor presión y prescindir de las extracciones que van a los calentadores, ya que no hay calentadores cuyo trabajo se realiza ahora en la caldera.

3.2.2 Ciclo termodinámico

Un ciclo combinado es un ciclo de potencia que se basa en la integración de dos ciclos termodinámicos diferentes, con el objeto de producir energía eléctrica. Los ciclos que se acoplan son, un ciclo Rankine de vapor y un ciclo Brayton de gas.

Del ciclo de Rankine hemos hablado anteriormente, queda analizar cómo funciona el ciclo de Brayton.

El ciclo de Brayton es el ciclo más sencillo con que funcionan las turbinas de gas, también se conoce con el nombre de ciclo abierto simple no regenerativo, o ciclo de Joule.

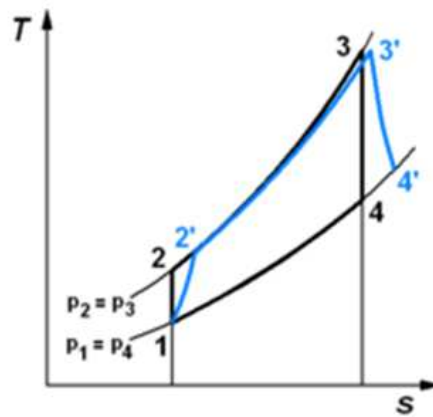
Los procesos, todos reversibles, como cualquier ciclo ideal, que integran este ciclo son (figura 26):

1-2 Compresión isentrópica. La aspiración de aire y la compresión se realiza en el compresor.

2-3 Adición de calor isobárica. El calentamiento del aire se realiza en la cámara de combustión (foco de calor) con gasto de combustible.

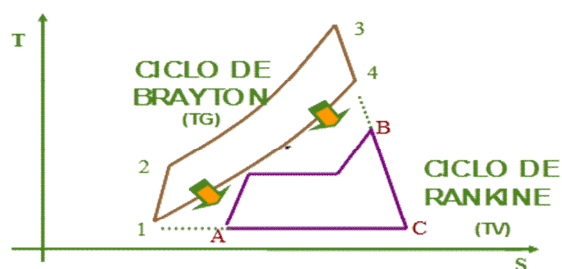
3-4 Expansión isentrópica. La expansión de los gases de la combustión y del aire excedente se realiza en la turbina.

4-1 Cesión de calor isobárica. La expulsión del aire y los gases se realiza a la atmósfera (en ciclo abierto) que será el sumidero de calor o eventual refrigeración del aire para devolverlo al estado inicial.



(Figura 26) Diagrama del ciclo Brayton teórico (en negro) y real (en azul), en función de la entropía S y la temperatura T .

Los gases de escape de la turbina de gas del ciclo Brayton, que aun contienen una gran cantidad de energía térmica, se conducen a través de un intercambiador de calor donde ceden la mayor parte de su energía al ciclo Rankine acoplado (figura 27), produciéndose vapor en las condiciones óptimas para introducirlo en la turbina de vapor correspondiente. De esta manera los gases de escape que proceden de la turbina de gas se utilizan para dar energía en forma de calor al ciclo de Rankine con el cual funciona la turbina de vapor. Como se puede ver este sistema realiza un muy eficiente uso del combustible.

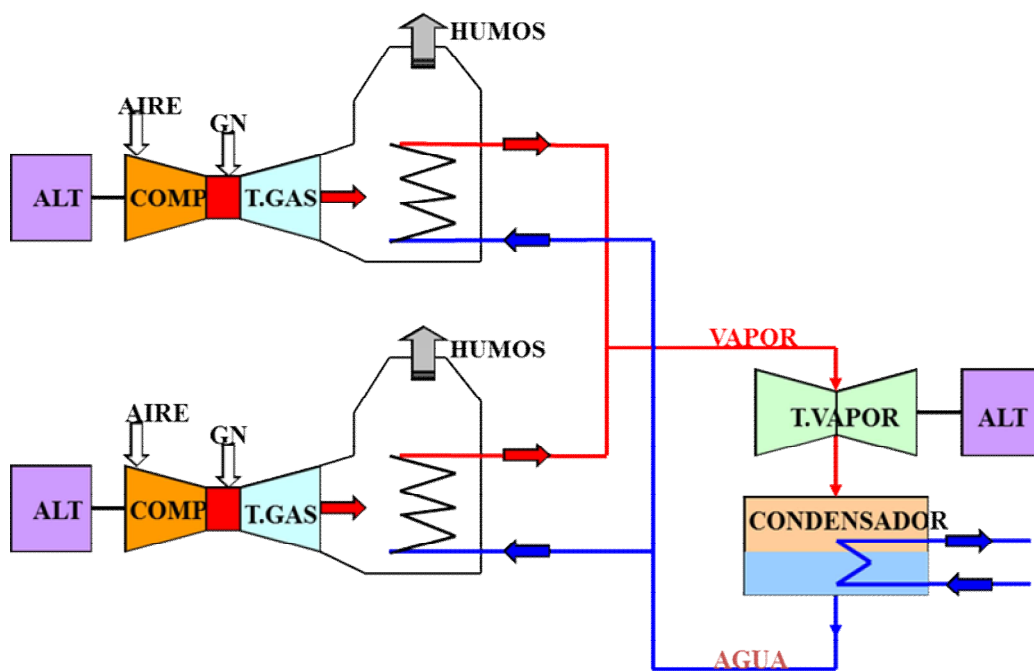


(Figura 27) Acoplamiento de los Ciclos Brayton y Rankine

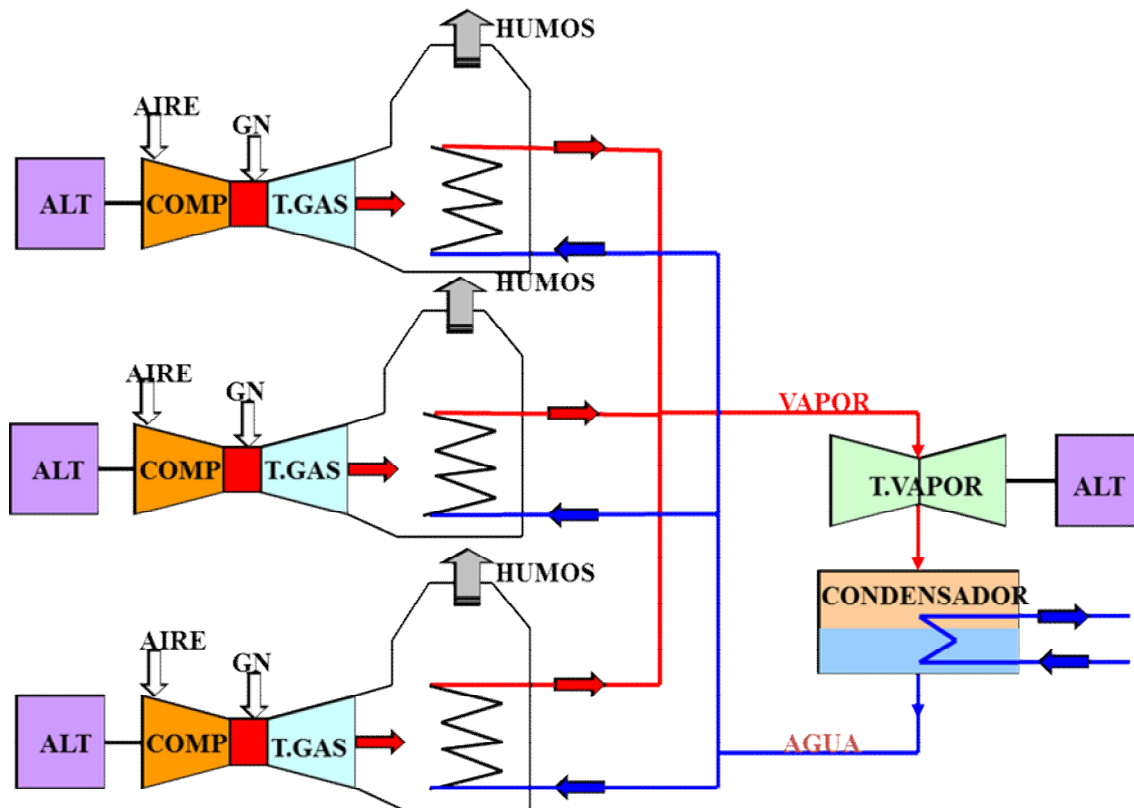
3.2.3 Configuraciones típicas de un ciclo combinado

Actualmente es posible encontrar ciclos combinados que, atendiendo tanto al número de turbinas de gas y de vapor como al número de ejes, presenten diferentes configuraciones.

Número de turbinas de gas y de vapor: La configuración inicial de una turbina de gas una caldera de recuperación y una turbina de vapor (1x1), ha derivado hacia otras configuraciones en las que se incrementa el número de turbinas de gas (figura 28) y (figura 29), y por lo tanto de calderas de recuperación, manteniendo una única turbina de vapor (2x1, 3x1, 4x1...).



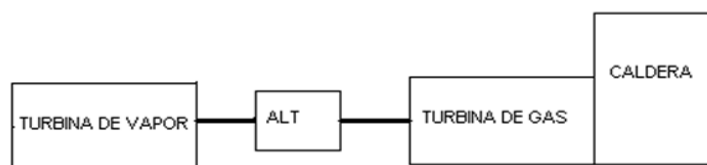
(Figura 28) Ciclo combinado con configuración 2x1



(Figura 29) Ciclo combinado con configuración 3x1

Número de ejes: En el caso de configuraciones 1x1 es posible alinear las dos turbomáquinas en ejes diferentes (ejes múltiples) o en un único eje (monoeje). Dentro de esta opción monoeje hay dos posibles disposiciones para el alternador

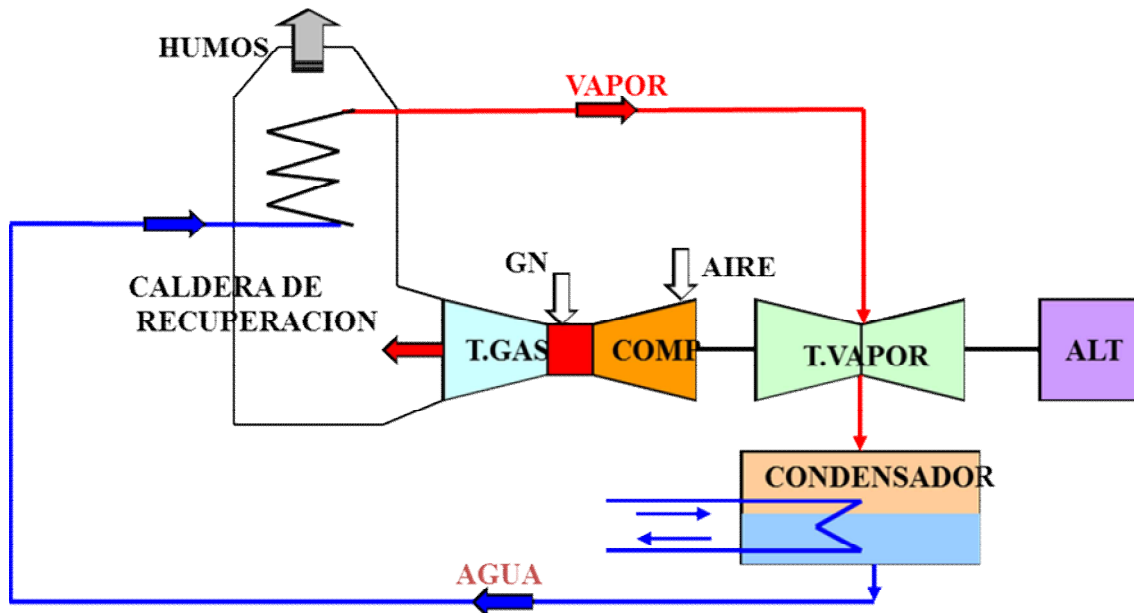
- Alternador en el centro (Siemens y ABB) (Figura 30): Dado que la turbina de vapor se encuentra en un extremo del eje, es posible desacoplarla durante el arranque y la parada de la planta. Se precisa de un embrague complejo.



(Figura 30) Disposición 1x1 monoeje con alternador en el centro

- Alternador en el extremo (General Electric y Westhinghouse) (figura 31): Dado que en este caso la turbina de vapor no puede desacoplarse, por encontrarse situada entre la

turbina de gas y el alternador, se precisa de una caldera auxiliar para no hacer girar la turbina de vapor en vacío.



(Figura 31) Disposición 1x1 monoeje y alternador en el extremo

3.2.3.1 Comparación entre la configuración 1x1 monoeje y multieje

Esta comparación tiene sentido establecerla cuando se pretende instalar una potencia de 400 MW, dado que para esta potencia no tiene sentido instalar una configuración diferente al 1x1 por que para ello se debieran emplear turbinas de gas más pequeñas y con peor rendimiento.

La configuración monoeje tiene asociado un menor coste de generación dado que:

- Al tener equipos comunes (alternador, interruptor principal, transformador principal, lubricación de turbinas, etc.), así como obra civil compartida, tiene menor coste por kW instalado.
- Tiene mejor rendimiento en la transformación de energía mecánica en energía eléctrica lo que le confiere un menor coste de combustible por kWh generado.
- El coste de operación y mantenimiento por kWh generado es similar en ambas configuraciones.

La configuración monoeje tiene un eje demasiado largo, que puede provocar problemas de vibraciones y exigir el diseño de unos cierres muy complejos.

La configuración multieje tiene mayor flexibilidad de operación.

La configuración multieje puede ser puesta en marcha en dos fases de manera que, prácticamente a los 12 meses, se puede disponer de la turbina de gas en ciclo abierto.

En la actualidad, ponderando los pros y los contras, la balanza se inclina a favor de la opción monoeje.

3.2.3.2 Comparación entre la configuración 2x1 y la 1x1 monoeje

Para que la comparación tenga sentido hay que establecerla entre configuraciones con la misma potencia. Por ello la comparación se va a realizar entre una unidad 2x1 y dos unidades 1x1 monoeje.

Esta comparación tiene sentido establecerla cuando se pretende instalar una potencia de al menos 800 MW.

La configuración 2x1 tiene asociado un menor coste de generación dado que:

- Los equipos comunes de la configuración 2x1 (turbina de vapor, condensador etc.) son más caros que los de las configuraciones 1x1 (alternador, interruptor principal, transformador principal, lubricación de turbinas, etc.) por lo que tiene menor coste por kW instalado.
- El coste de combustible por kWh generado en ambas configuraciones es similar.
- El coste de operación y mantenimiento por kWh generado es ligeramente inferior.

La configuración 2x1 tiene una disponibilidad ligeramente inferior.

Las configuraciones 1x1 pueden ser construidas y puestas en servicio con el desfase de tiempo que se desee.

3.2.4 Componentes

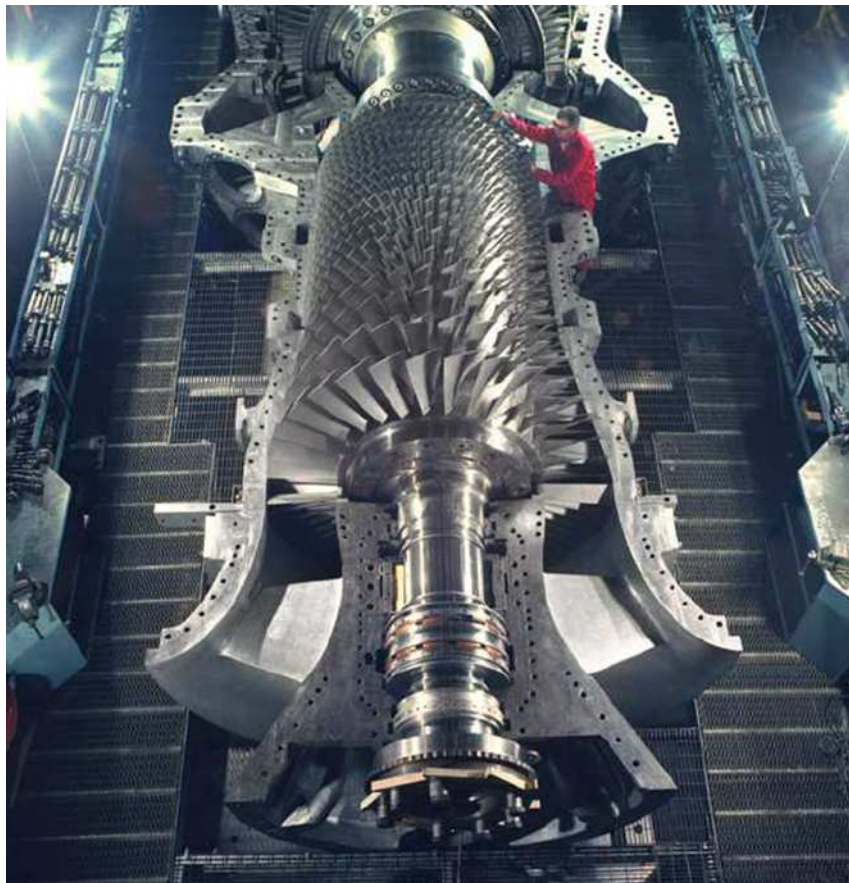
Gran parte de los componentes de una central de ciclo combinado son comunes a los utilizados en una central térmica de fuel. Por lo tanto solo trataremos en este apartado los elementos nuevos que aparecen en este tipo de centrales, ya que el resto han sido vistos con anterioridad al analizar el funcionamiento de una central de fuel.

3.2.4.1 Compresor

El compresor suministra el caudal de aire, necesario para la combustión, a la cámara de combustión.

El compresor, que forma parte de la turbina de gas, es un componente de la misma. En las máquinas modernas, que trabajan con relaciones de compresión altas y elevados caudales, se usan compresores axiales (por ser los que ofrecen un mejor rendimiento) normalmente situados en el mismo eje que la turbina, y por tanto, accionados por ésta. Como se deduce de esta disposición, el compresor gira a la velocidad de la turbina, siendo ésta constante en operación normal.

El rendimiento isoentrópico del compresor tiene tendencia a disminuir al aumentar la relación de compresión. En los compresores axiales modernos este valor se sitúa entre 0,80 y 0,85.



(Figura 32) Rotor de un compresor

El compresor axial (figura 32) se caracteriza porque la trayectoria del gas, que es comprimido en cada una de las etapas, es paralela al eje de giro. Una etapa de compresión está constituida

por una corona de alabes móviles seguida por una corona de alabes fijos. En los alabes móviles se incrementa la energía cinética del fluido, mientras que los alabes fijos, que actúan como difusores y distribuidores, se transforma esta energía cinética en presión. Cada una de las etapas presenta su propia curva característica, similar a la del conjunto, pero obviamente con una relación de compresión menor.

Los alabes tanto fijos como móviles de las primeras etapas normalmente disponen de un recubrimiento que los protege frente a la corrosión.

El compresor se diseña para un caudal constante a lo largo del mismo. Dado que el aumento de presión produce un aumento de la densidad del gas, la sección de la máquina decrece a medida que el gas avanza.

La relación de compresión empleada en las grandes turbinas de gas depende de cada fabricante, pero generalmente se sitúa entre los 12 y 25 bar. Este valor es consecuencia de la influencia de la relación de compresión tanto en los rendimientos de la turbina de gas y ciclo combinado, como en la potencia específica de la turbina de gas.

Parte de la degradación y por lo tanto de la pérdida de rendimiento que experimentan las turbinas de gas son achacables al compresor. Esta pérdida puede recuperarse o no dependiendo del origen de la misma. La fracción de pérdida que es achacable al ensuciamiento del compresor podrá recuperarse, bastando para ello con realizar la limpieza del mismo. Sin embargo la fracción de pérdida atribuible al cambio de la superficie y el perfil de los álabes así como al incremento de los huelgos radiales no podrá ser recuperada mediante la aplicación de procedimientos operacionales siendo la única vía de recuperar el rendimiento original la sustitución de aquellas piezas que lo requieran.

3.2.4.2. Cámara de combustión

La cámara de combustión es el lugar físico donde se produce la reacción química entre el combustible y el comburente.

Dado que en las condiciones de trabajo de la turbina de gas, y especialmente cuando el combustible es gas natural, la combustión es prácticamente completa (rendimiento de combustión aproximado del 99 %), la energía suministrada por el combustible coincidirá prácticamente con el poder calorífico inferior del mismo.

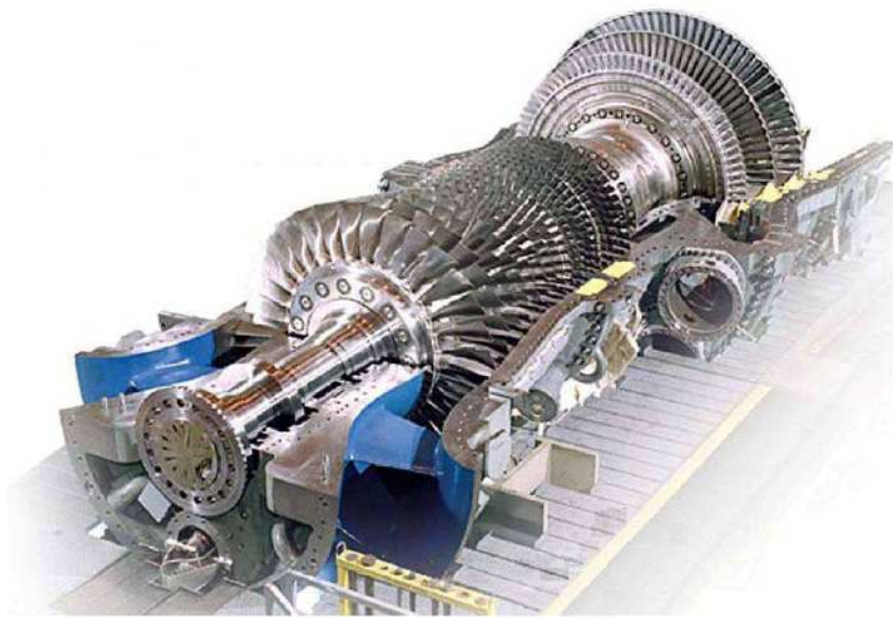
El diseño de los sistemas de combustión siempre ha sido más difícil que la del resto de equipos y componentes debido a su dificultad para hacer un tratamiento teórico de los mismos. Por

ello el método aplicado, ha sido eminentemente experimental, con grandes dosis de prueba y error. El desarrollo de los sistemas de cálculo computacional para la dinámica de fluidos ha supuesto un gran avance en esta materia.

La combustión en una turbina de gas es un proceso continuo en el que el combustible se quema, a presión constante, con el aire proporcionado por el compresor. La reacción de combustión es autosostenida, sin embargo se requiere una fuente de ignición, normalmente suministrada por una bujía de encendido, para que la reacción se inicie (figura 33).

Las cámaras de combustión están formadas por una doble envoltura:

- Envoltura interna, denominada tubo de llama, cuya misión es soportar las altas temperaturas. En el volumen delimitado por esta envoltura es donde realmente se produce la combustión.
- Envoltura externa, denominada envoltura de presión, cuya misión es actuar como barrera de presión.



(Figura 33) Turbina de gas con cámara de combustión visible

3.2.4.3. Turbina de Gas

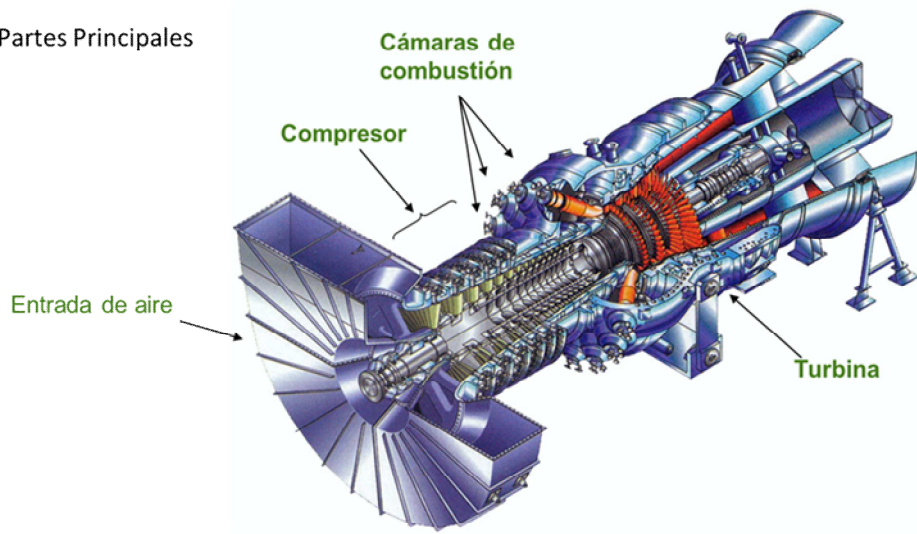
La turbina permite transformar la entalpía de los gases de combustión, procedentes de la cámara de combustión, mediante su expansión en energía mecánica de rotación.

El rendimiento isentrópico de la turbina tiene tendencia a aumentar al aumentar la relación de compresión. En las turbinas modernas este valor se sitúa entre 0,85 y 0,90.

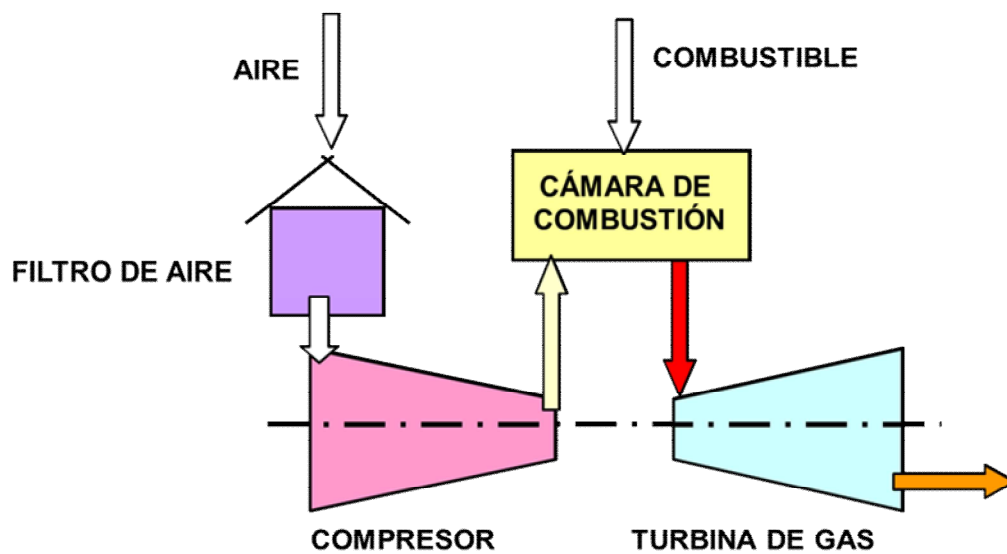
La turbina empleada en las turbinas de gas, física y conceptualmente, tiene una gran semejanza con una turbina de vapor. Sin embargo entre ellas hay diferencias sustanciales.

- La temperatura del fluido de trabajo en la admisión es mayor en la turbina de gas que en la de vapor. Ello exige que los materiales de la primera sean capaces de soportar estas temperaturas.
- La presión del fluido de trabajo en la admisión es mayor en la turbina de vapor que en la de gas.
- El aumento del volumen específico a lo largo de la expansión es mayor en la turbina de vapor que en la de gas. (En la turbina de gas es entre 5 y 20 veces mientras que en la de vapor es de varios centenares, debido en parte a la condensación). Por esta razón la diferencia de tamaño entre la admisión y el escape de la turbina de vapor es mucho mayor que en la turbina de gas.
- La energía cedida por el fluido en cada etapa es entre 3 y 5 veces menor en una turbina de vapor que en una de gas, por lo que una turbina de gas tiene menor número de etapas y por lo tanto menor longitud. En cambio, para desarrollar la misma potencia, la turbina de gas necesita mayor caudal, y por ello para potencias similares, la primera etapa de una turbina de gas es mayor que la de una de vapor.
- El diseño de una turbina de gas, para obtener rendimientos similares a una de vapor, es muy minucioso.
- La turbina de gas es una máquina estándar que no se adapta específicamente a los requerimientos de la instalación.

- Partes Principales



(Figura 34) Partes principales de la turbina de gas



(Figura 35) Esquema funcionamiento turbina de gas

En la turbina, el gas expandido en cada una de las etapas, lleva una trayectoria paralela al eje de giro. Una etapa de expansión está constituida por una corona de álabes fijos seguida por una corona de álabes móviles. En los álabes fijos se transforma la entalpía del fluido en energía cinética, mientras que en los álabes móviles, se recupera esta energía cinética transformándola en energía mecánica de rotación.

Una de las características notables de la turbina de gas es que aquellos componentes que se encuentran en contacto con los gases de combustión calientes, especialmente los alabes tanto fijos como móviles, precisan ser refrigerados. Como fluido de refrigeración se puede emplear aire, tomado de diversas etapas del compresor, de tal forma que el aire de refrigeración tenga la presión adecuada a la etapa de turbina que vaya a refrigerar

El aire, tras circular por los taladros internos dispuestos en el álabe, se mezcla con los gases de combustión. En ocasiones este aire se emplea también, tras refrigerar el alabe, como fluido de sellado entre etapas.

Las turbinas de gas de última generación, en las que la temperatura de admisión a la turbina supera los 1400°C, la refrigeración de los alabes se hace con vapor. De hecho, en la actualidad la tendencia es proceder a refrigerar con vapor, dado que esta solución permite obtener temperaturas altas en la admisión de la turbina. General Electric propone como refrigerante parte del vapor recalentado frío procedente del escape de la turbina de alta para que posteriormente, este vapor con mayor temperatura y menor presión, sea de nuevo incorporado al ciclo combinado a través de la turbina de baja presión.

Los álaves que están sometidos a una mayor tensión son los dispuestos en la primera etapa de alabes móviles. Los álaves fijos de la primera etapa están sometidos a mayores temperaturas, sin embargo no estarán sometidos a tensiones de origen centrífugo.

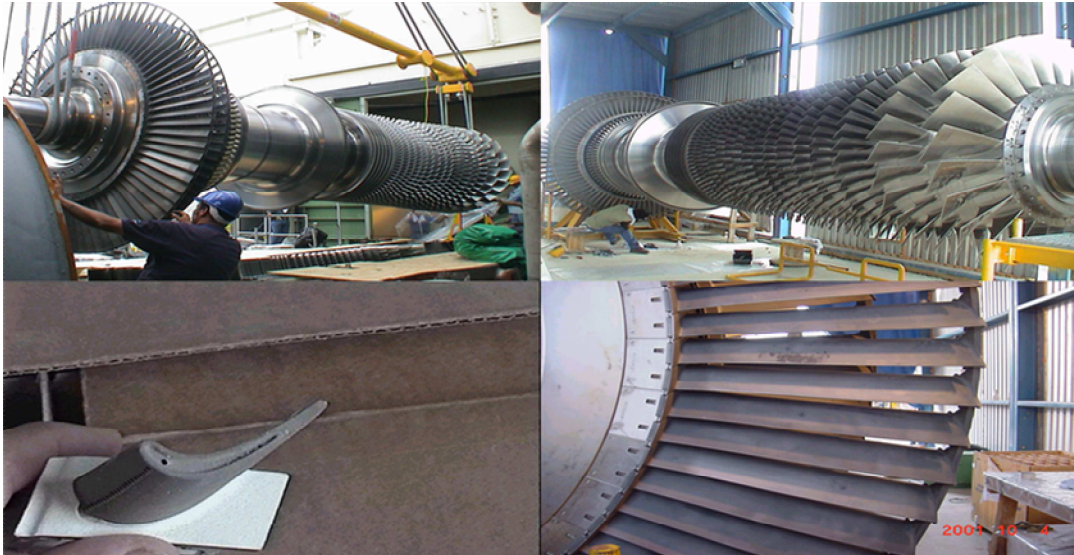
Tanto los alabes fijos como los móviles deben tener, dado sus condiciones de trabajo, las siguientes características:

- Resistencia a la corrosión y a la oxidación
- Alta resistencia a la fatiga térmica a bajo ciclo de carga
- Buena soldabilidad que facilite su fabricación y reparación
- Fácilmente moldeables

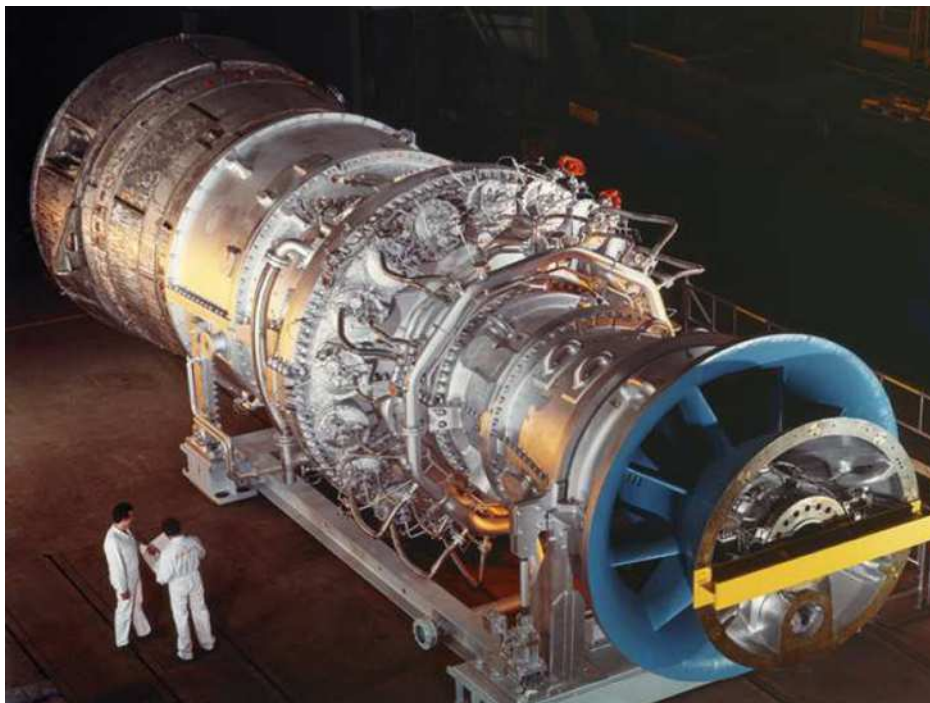
Los alabes móviles adicionalmente deben tener buena resistencia frente a la fatiga a alto ciclo de carga.

Para conseguir estas características los alabes están fabricados de superaleaciones termorresistentes, disponiendo adicionalmente de un recubrimiento que protege su superficie de la degradación gracias a que éste proporciona una mejor resistencia a la corrosión y a la oxidación.

Parte de la degradación y por lo tanto de la pérdida de rendimiento que experimentan las turbinas de gas son achacables a la turbina. Dado que esta pérdida es atribuible al cambio de la superficie y el perfil de los álabes así como al incremento de los huelgos radiales, no podrá ser recuperada mediante la aplicación de procedimientos operacionales.



(Figura 36) Álabes turbina



(Figura 37) Turbina de gas lista para su funcionamiento

3.2.4.4 Caldera de Recuperación del Calor

Los gases de escape de la turbina de gas están a una temperatura lo suficientemente alta como para ser aprovechados para la generación de vapor en la caldera de recuperación de calor HRSG (Heat Recovery Steam Generator). El mecanismo de transmisión de calor dominante es la convección, diferenciándose de una caldera convencional en la que existe una parte muy importante de radiación.

El diseño conjunto de la turbina de gas y la caldera de recuperación permite que la temperatura de escape de los gases sea la óptima para maximizar el rendimiento del conjunto.

El óptimo diseño de una caldera debe cumplir con los siguientes requisitos, algunos de ellos contradictorios entre sí:

- La tasa de transmisión de calor debe ser alta.
- Las caídas de presión en la caldera de recuperación deben ser muy pequeñas para evitar pérdidas de potencia y rendimiento en la turbina de gas.
- Se deben evitar temperaturas bajas de los gases de combustión para evitar que estos alcancen la temperatura de rocío y se ocasionen corrosiones.
- Deben admitir variaciones de presión altas durante los arranques.

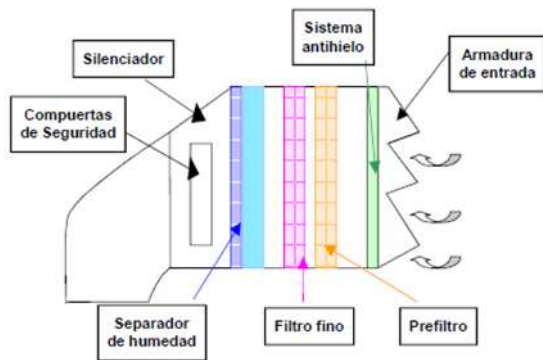
Es muy difícil que se cumplan simultáneamente los dos primeros requisitos, dado que a las temperaturas a las que tiene lugar el intercambio de calor en la caldera prácticamente el único mecanismo de transmisión de calor presente es la convección. Para que el coeficiente de transmisión de calor tenga un valor lo suficientemente alto que permita cumplir el primer requisito, es necesario que los gases circulen con velocidades elevadas, lo que conduciría a elevadas pérdidas de carga y por lo tanto al incumplimiento del segundo requisito. La única manera de cumplir ambos requisitos simultáneamente es disponiendo de calderas cuyos tubos tengan un reducido diámetro.



(Figura 38) Caldera de recuperación de calor

3.2.4.5 Casa de Filtros

Acondicionan el aire para la entrada en la turbina de gas y evitan daños en la misma, tales como el hielo u objetos extraños.



(Figura 39) Esquema y foto de filtro de aire

4. Diseño de la instalación

4.1 Central térmica existente (características)

La Central Térmica está situada al borde del mar y consta de un grupo térmico convencional que utiliza Fuel-Oil/gas natural como combustible. La central comenzó a funcionar a finales de los sesenta y tiene una potencia a plena carga de 515.559 kW.

Para evacuación de la Energía producida por la central se dispone de una Estación Transformadora de 220/400 kV conectada a la red nacional.

4.1.1 Emplazamiento

Los datos utilizados en este estudio sobre condiciones atmosféricas son:

- Temperatura Ambiente: 15,9 °C
- Presión Atmosférica: 1.013 mbar(a)
- Humedad Relativ: 69,3%

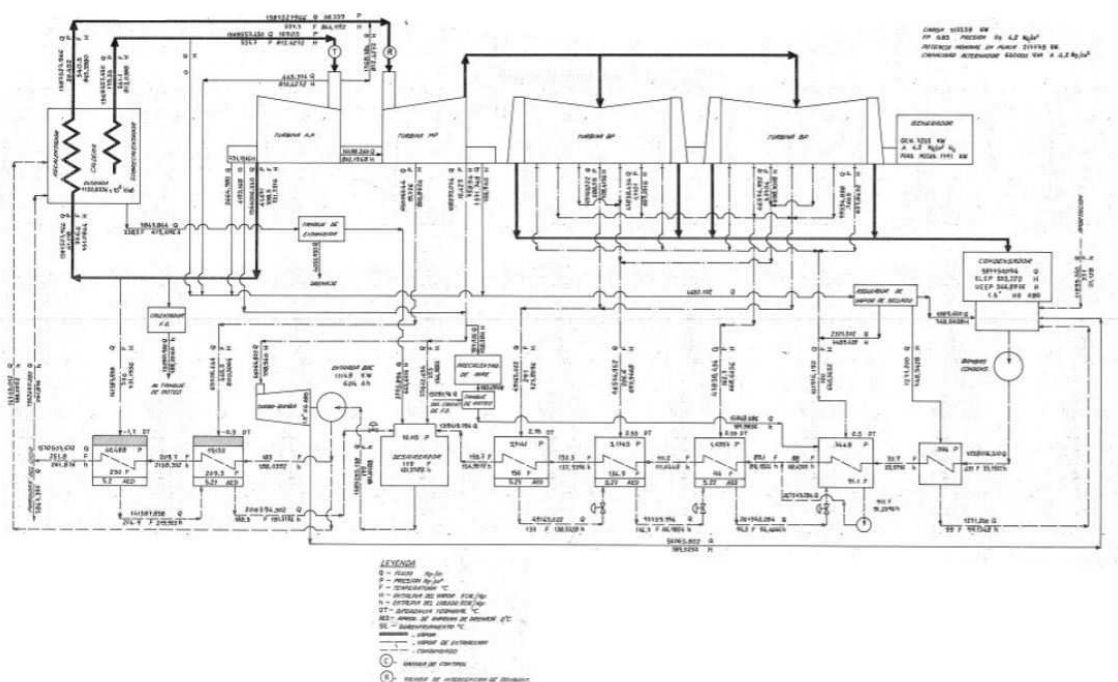
Estos datos han sido estimados a partir de los datos meteorológicos disponibles en la estación meteorológica existente en el emplazamiento.

Se dispone de sistema de suministro de gas natural en las instalaciones actuales para abastecimiento de un ciclo combinado que actualmente está en funcionamiento. El aporte de este combustible se realiza desde la red gasística existente en la zona donde está ubicada la central.

En el emplazamiento existe una Estación de Regulación y Medida de gas necesaria para la medida del consumo y para el suministro del combustible en determinadas condiciones de presión y características térmicas.

De las zonas disponibles en la central, la adecuada para la instalación de los equipos de ampliación de potencia (turbinas de gas, calderas de recuperación de calor y auxiliares), es la zona prevista contigua la central térmica.

La configuración del ciclo y el balance del grupo a plena carga queda recogida en la siguiente figura (figura 40).



(Figura 40) Balance termodinámico de la central térmica a plena carga

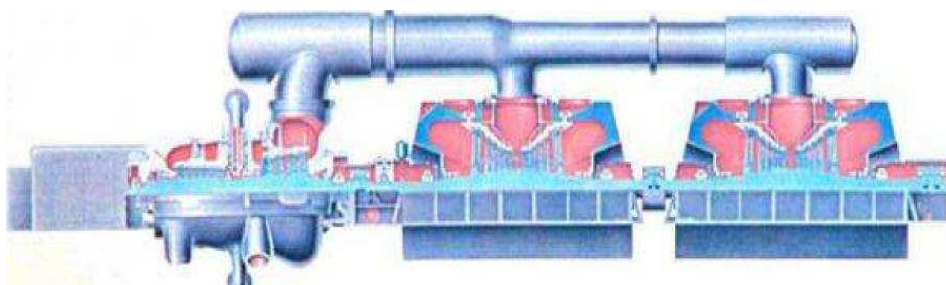
4.1.2 Turbina de vapor

La turbina de vapor de la central térmica se corresponde al ciclo de Rankine, con extracciones, de cuatro cuerpos, tandem-compound (figura 41), con recalentado, de condensación, multietapa, de eje horizontal y flujo de vapor axial.

La turbina es del tipo 170 de las fabricadas por GENERAL ELECTRIC, de 517.778 kW de potencia nominal en placa, gira a 3.000 r.p.m., tiene 21 escalonamientos. Las condiciones nominales del vapor principal son 169 Kg/cm² a 538°C y 538°C en el vapor recalentado. La presión de descarga es de 38 mm Hg abs.

La turbina tiene una sección de alta presión de nueve escalonamientos y recalentado de seis escalonamiento con flujos opuestos, y dos secciones de baja presión de seis escalonamientos y doble flujo, lo que da lugar a cuatro flujos en la etapa de baja presión. Inicialmente el vapor de alta presión entra a la turbina cerca del centro del tramo de alta presión y fluye a través de los escalonamientos de alta presión, en dirección al cabezal de la turbina. El vapor sale de la sección de alta presión y vuelve a la caldera para ser recalentado.

Los cuatro cuerpos son: uno de alta, uno de media y dos de baja presión, siendo estos dos últimos de doble flujo y descarga a su correspondiente sección de condensador por la parte inferior.



(Figura 41) Esquema de la turbina de vapor de la central térmica

El vapor procedente de la descarga del cuerpo de media entra en la tubería de traspaso (crossover) desde la cual una mitad del vapor entra en una sección de la turbina de baja y la otra mitad continúa hasta por la otra. Las partes de la turbina están fijadas de forma que se permite su libre expansión, conservando su alineación.

Las partes principales que forman la turbina son:

- Carcasas.
- Rotor y eje.

- Auxiliares:
 - Válvulas de parada y de control
 - Virador
 - Sistema de aceite
 - Sistema de aceite de engrase
 - Sistema de vapor de sellado

4.1.3 Turboalternador

El alternador de la turbina de vapor existente es un modelo ATB de General Electric de dos polos y conexionado en estrella. La potencia nominal de diseño del alternador es de 640 MVA. La tensión nominal de generación es de 19 kV y 50 Hz de frecuencia

La refrigeración del estator se realiza por agua y la refrigeración del rotor se realiza por hidrógeno.

4.1.4 Condensador

Para producir la condensación del vapor que sale totalmente expandido de la turbina de vapor desde la sección de baja presión, se utiliza como foco frío del ciclo vapor agua de mar (ciclo abierto) mediante unas bombas de captación.

Los gases incondensables son extraídos por las bombas de vacío y enviados a la atmósfera.

4.1.5 bombas

Tenemos una bomba de condensado que lleva el flujo de agua a través de los precalentadores, pasando por el desaireador, a una turbo-bomba, la cual funciona con la energía del vapor extraída de una extracción de la turbina de vapor. La turbo-bomba es la encargada de empujar el agua hacia la caldera.

4.1.5 Equipo eléctrico

Un transformador principal asociado a la turbina de vapor compuesto por tres unidades monofásicas de potencia nominal unitaria de 215 MVA, 19 kV/400 kV.

Este banco trifásico está conectado en triángulo al generador por el primario, a través de las barras de fase aislada, y el secundario en estrella con el neutro puesto a tierra.

La refrigeración de estas unidades se realiza con circulación forzada de aceite y aire.

La producción de energía eléctrica del turbogenerador es transmitida a la red exterior de 220/400 kV, 50 Hz, a través de la subestación de 220/400 kV existente en la Central y las líneas eléctricas de 220/400 kV de evacuación existentes en el emplazamiento. Ya que la central tenía dos grupos térmicos que fueron en su día desmantelados.

4.1.6 Estado Físico del Grupo

El estado físico del grupo se puede considerar normal para un grupo de Fuel-Oil de 40 años de antigüedad.

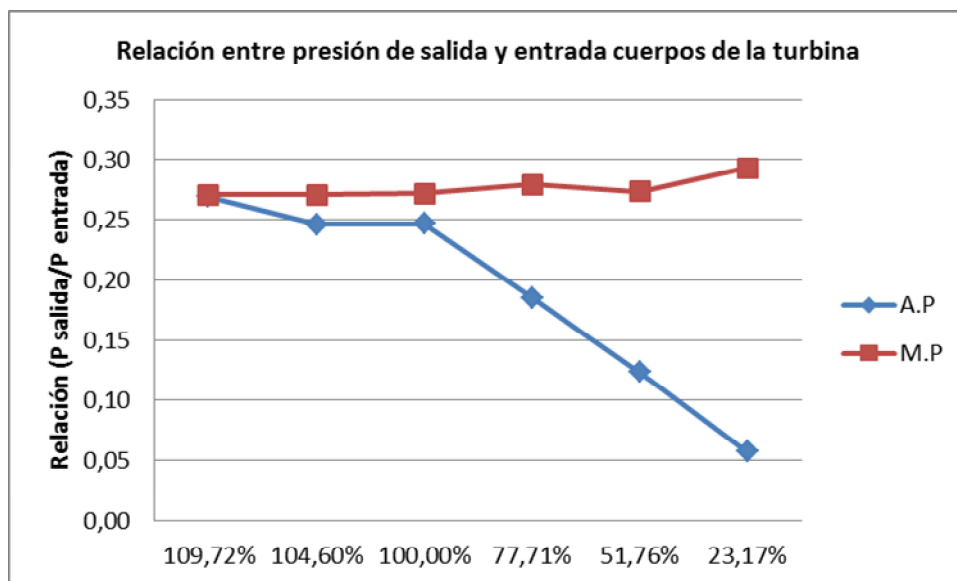
Los equipos principales han sido convenientemente mantenidos y frecuentemente revisados sin haber presentado anomalías de consideración. Se considera por tanto que se encuentran en un buen estado de conservación de tal forma que se puede contemplar la reutilización de estos equipos.

4.2 Modificación de las condiciones de la turbina de vapor

En el anexo 1 se incluyen los valores de las variables de operación, el caudal (Q), la presión (P), la temperatura (T) y la entalpía (H) obtenidos del balance térmico de la central a diferentes modos de funcionamiento al: 109,72%; 104,60%; 100,00%; 77,71%; 51,76% y 23,17% de la carga de operación que corresponde con 565.658 kW, 539.285 kW, 515.559 kW, 400.632 kW, 266.873 kW y 119.432 kW respectivamente.

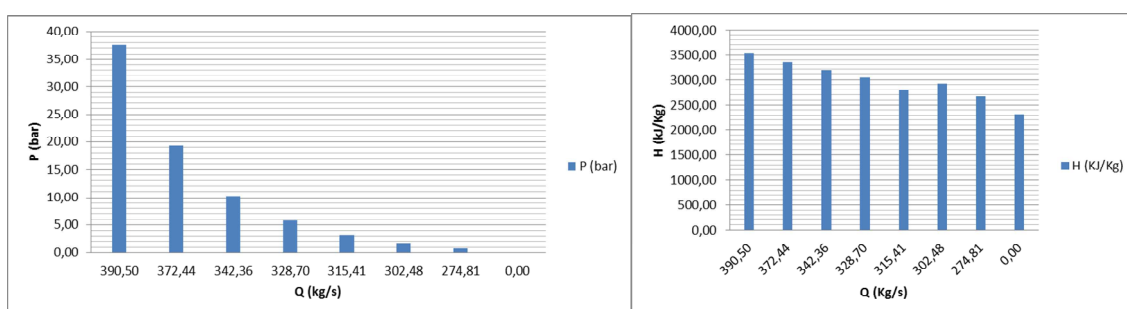
Analizo a continuación los valores anteriores para que su resultado me sirva como referencia para el estudio posterior que quiero realizar:

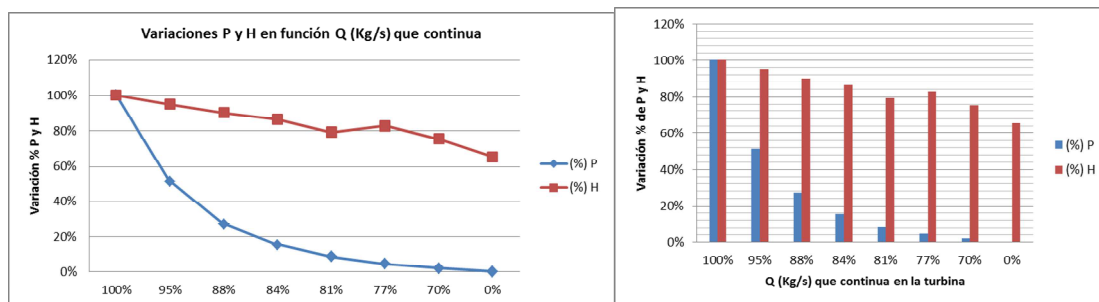
- La relación entre la presión de salida de la turbina de media presión (M.P) respecto de la de entrada es 0,25 pero para el cuerpo de alta presión (A.P), decrece mucho a menor carga como se puede observar en la gráfica de abajo (figura 42). Los expertos indican que el máximo rendimiento térmico de un ciclo combinado ideal con recalentamiento se obtiene cuando el cociente entre la presión de salida y la de entrada está entre el 0,15 y 0,35.



(Figura 42) Relación entre presión de salida y entrada cuerpos de la turbina

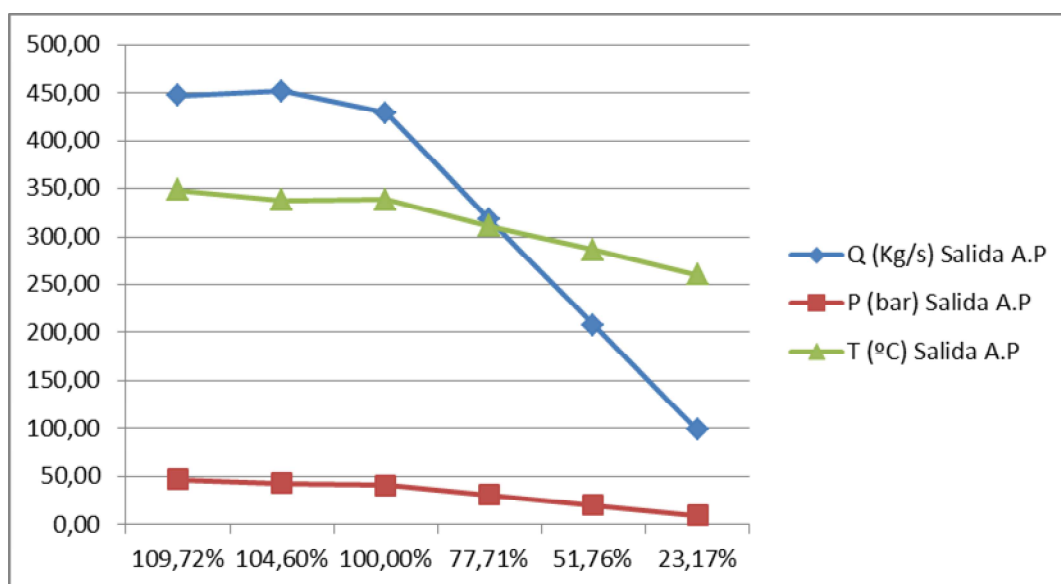
- A plena carga (100%) la relación que existe entre el caudal de vapor que continúa después de cada extracción en cada etapa de la turbina con la presión (P) y la entalpía (H), se puede observar (figura 43) que la primera extracción en el cuerpo de media presión al calentador de agua de alimentación correspondiente, la presión ya se había reducido un 50% y cuando se realiza la 2ª extracción a la turbo bomba de agua de alimentación, al desaireador y al precalentador de aire del tanque de goteo, la presión (P) se había reducido un 73% mientras que la entalpía (H) sólo se había reducido un 12%.





(Figura 43) Variaciones de P y H según el caudal existente

- En la gráfica de abajo (figura 44) observamos que cuando se reduce el caudal de vapor a la salida de la turbina de alta presión se reduce la presión e incluso la entalpía de una forma decreciente suave.



(Figura 44) Q, P y T de la salida de la turbina de A.P para las diferentes cargas

- La carga térmica de todas las conexiones que llegan al condensador a plena carga procedente de:
 - La salida de los 2 cuerpos de baja presión.

$$Q_c = 274,38 \text{ Kg/s} * 2.316,22 \text{ kJ/Kg} = 635.513,33 \text{ kJ/s}$$
 - Regulador de vapor de sellado.

$$Q_R = 0,30 \text{ Kg} * 3.134 = 948,56 \text{ kJ/s}$$
 - Calentador 1 agua de alimentación.

$$Q_{CA} = 0,35 * 415,06 = 146,56 \text{ kJ/s}$$
 - Turbo-bomba agua de alimentación.

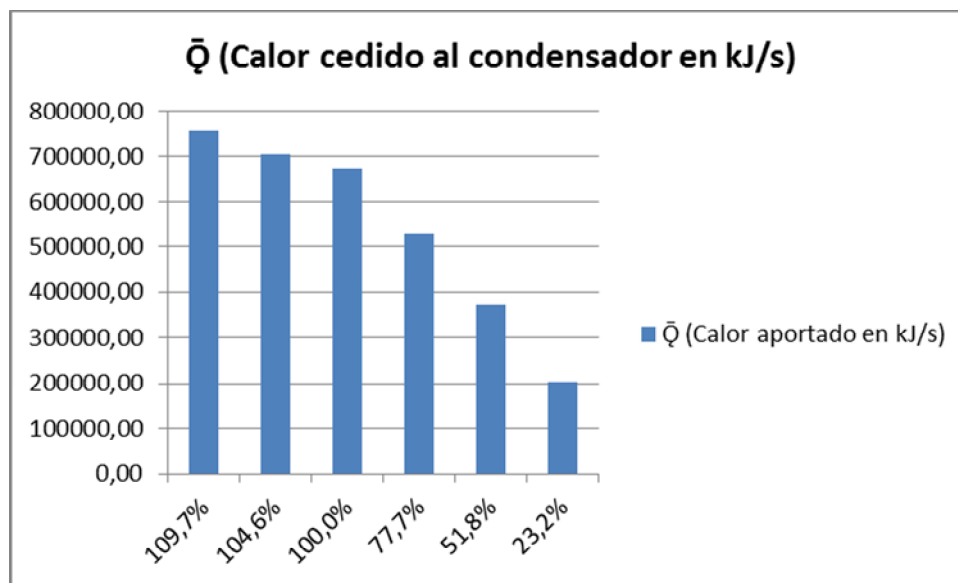
$$Q_{TB} = 15,57 * 2459,85 = 38.309,32 \text{ kJ/s}$$

- Aportación al condensador (compensar pérdidas).

$$Q_A = 3,31 * 88,46 = 292,39 \text{ kJ/s}$$

(Carga térmica en el condensador en kJ/s a plena carga)= $Q_c + Q_R + Q_{CA} + Q_{TB} + Q_A = 675.210,16 \text{ kJ/s}$

En el anexo 2 se calcula la carga térmica para las distintas cargas de funcionamiento con los resultados que se observan en la gráfica (figura 45):



(Figura 45) Calor cedido al condensador para las distintas cargas

- Se procede a calcular la potencia de la turbina al 100% de carga a través del primer principio de la termodinámica.

$$\frac{dE}{dt} = Q - W + m (h_e - h_s) + m \left(\frac{1}{2} C_e^2 - \frac{1}{2} C_s^2 \right) + m (gZ_e - gZ_s)$$

Q = calor.

W = trabajo.

m = caudal (durante todo el trabajo el caudal es asignado por la letra Q , excepto para esta fórmula).

h_e = entalpía de entrada.

h_s = entalpía de salida.

Ce = velocidad de entrada.

Cs = velocidad de salida.

Ze = altura de entrada.

Zs = altura de salida.

Damos por correcta la idea aproximada de que las turbinas tienen un proceso isotérmico, tanto la velocidad de salida como de entrada es la misma y la diferencia de altura entre entradas y salidas es idéntica también. Este tipo de datos son tratados por la ingeniería de detalle fuera del alcance de este proyecto.

La energía total que cede el vapor a los álabes de la turbina (W) será:

$$W = Q_{AP} (h_{APe} - h_{APs}) + Q_{MP \text{ y } BP} (h_{MPe} - h_{ELEP}) - (\sum Q_{ex} (h_{ex} - h_{ELEP})) - W_E - W_m$$

Siendo:

$\sum Q_{ex}$ = la suma del caudal de cada una de las extracciones.

ELEP = el punto teórico si no hubiera pérdidas.

TEP = es el punto real de salida del vapor y líquido, en el escape de la turbina de baja presión, debido a las pérdidas existentes por no ser el escape libre.

$$h_{TEP} = h_{ELEP} + (1-M) \cdot E_L$$

E_L = pérdidas en el escape de la turbina de baja presión, dependientes del caudal de vapor.

M = es el tanto por uno de humedad en el ELEP = 0,066

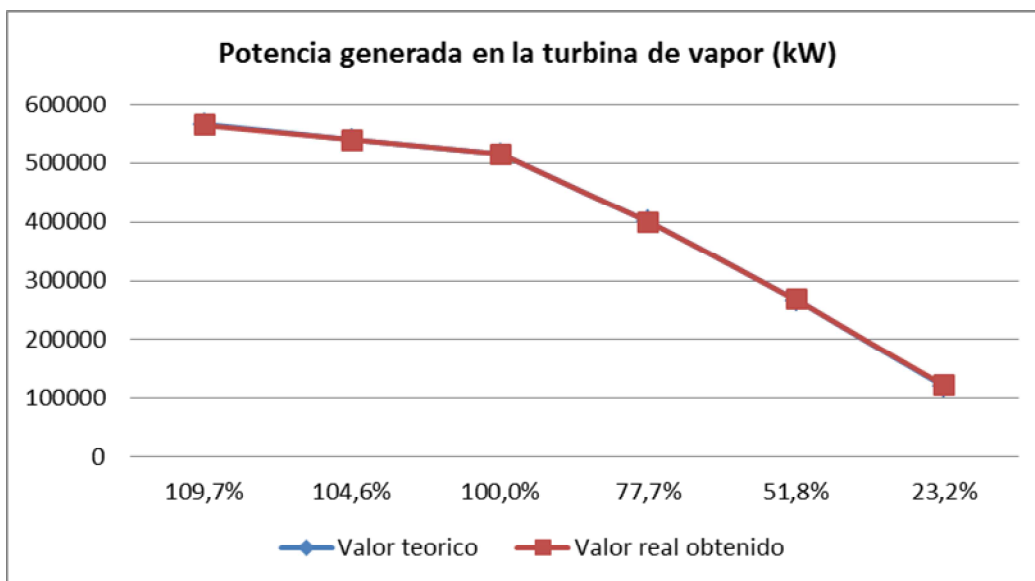
W_E = la pérdida total en el escape de la turbina de baja presión.

$$W_E = E_L \cdot Q_c$$

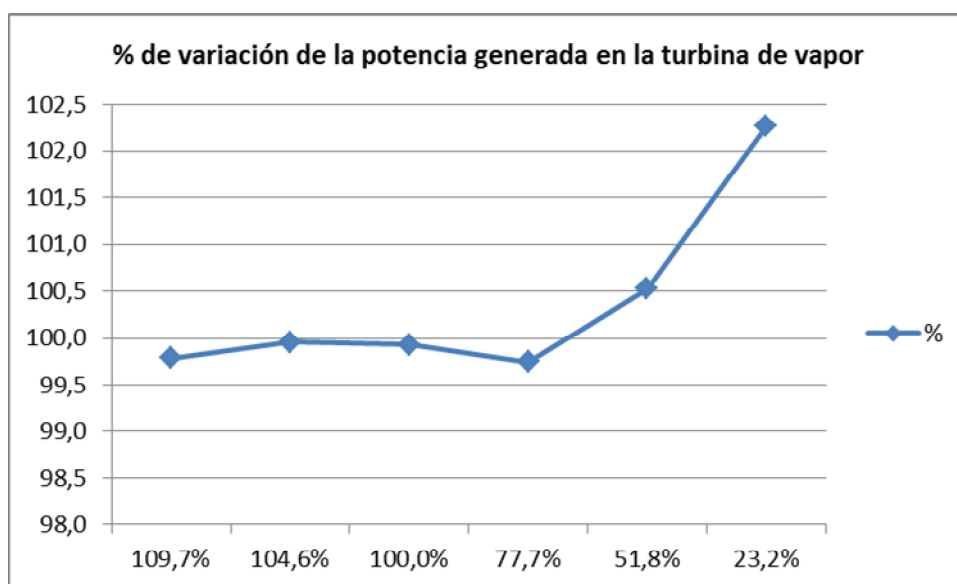
W_m = pérdidas mecánicas en la turbina = 2%

$$W (100\%) = 430,79 \cdot (3.401,47 - 3.063,70) + 390,5 \cdot (3.534,16 - 2.316,22) - 18,06 \cdot (3.353,05 - 2.316,22) - 30,08 \cdot (3.177,53 - 2.316,22) - 13,66 \cdot (3.049,73 - 2.316,22) - 12,94 \cdot (2.924,48 - 2.316,22) - 13,29 \cdot (2.801,81 - 2.316,22) - 27,67 \cdot (2.670,52 - 2.316,22) - (274,38 \cdot (2.373,49 - 2.316,22)) / 0,934 - 0,02 \cdot 515.559 = 515.205 \text{ kW}$$

De la misma forma se calculan a diferentes cargas cuyos resultados se encuentran en el anexo 2 observándose (figura 46) y (figura 47) que la variación de potencia calculada con respecto a la teórica es prácticamente igual:



(Figura 46) Comparación de la potencia de la turbina: valor teórico y valor real



(Figura 47) Variación de la potencia generada respecto al valor teórico

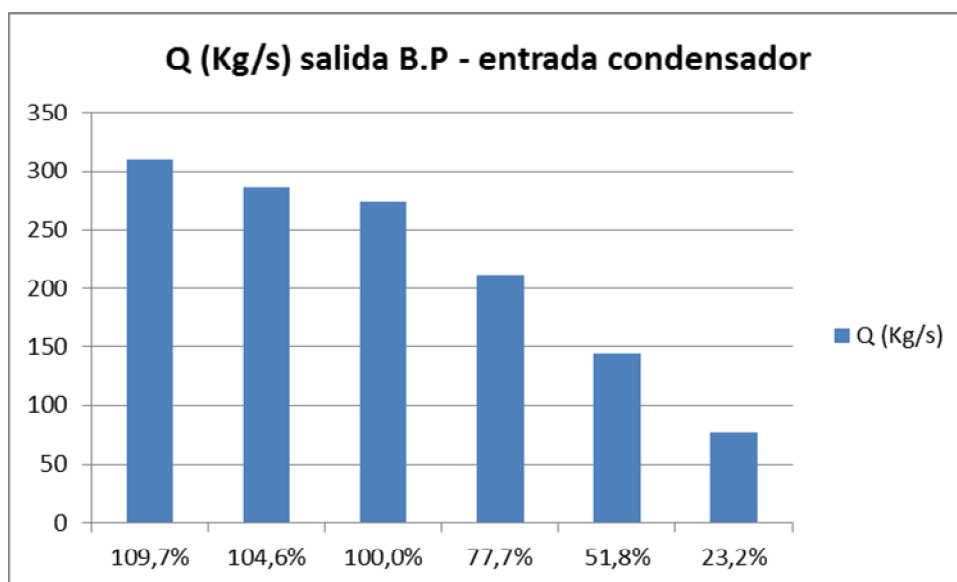
El modelo de turbina de vapor repotenciada a utilizar en la central, corresponderá al ciclo de Rankine, anulando todas las extracciones de la turbina de vapor a los calentadores de agua de alimentación, desaireador, calentador de Fuel-Oil y precalentador de aire. Al no tener extracciones tendería a aumentar el caudal de vapor a través de los cuerpos de MP y BP, y como resultado la cantidad de agua en el condensador puede exceder el límite permitido o esté limitado, como es el caso, el flujo máximo de vapor en la última etapa del cuerpo de baja presión de la turbina de vapor. Por lo que para realizar el estudio se va a tratar de realizar una simulación de los sistemas térmicos para calcular los valores de las variables de operación

caudales, presiones, temperaturas y entalpías. Aunque las expresiones que relacionan el estado de los fluidos con sus propiedades termodinámicas, así como, los balances de materia y energía constituyen un sistema de ecuaciones que relacionan todas las variables de operación siendo la mayoría de ellos no lineales en este caso que simulamos, vamos a considerar que algunas de ellas si lo son ya que lo que se busca es unos valores iniciales y orientativos para entregar al fabricante y diseñador de la caldera de recuperación de calor y de la turbina de gas que serán los que realicen los balances térmicos ajustados del sistema.

Para definir las condiciones que debe cumplir la caldera de recuperación de calor, partimos del condensador y concretamente del caudal, que es el que nos va a marcar las características de diseño de la turbina de vapor y a partir de ahí vamos a ir calculando por aproximación estadística, ayudándonos de las condiciones de la turbina a distintas cargas, las presiones y entalpías a la entrada de la turbina de BP, salida y entrada de la turbina de MP, y salida y entrada de la turbina de AP.

Este flujo de vapor (Q) a la salida de la turbina de BP que llega al condensador, que correspondiente plena carga, es de:

$$Q = 274,38 \text{ (Kg/s)}$$



(Figura 48) Caudal a la salida de BP para distintas cargas

Las condiciones de las que vamos a partir son las de salida de la turbina de baja presión y entrada al condensador a plena carga, ya que de este modo nos aseguramos una mejor optimización de la turbina. Estas condiciones son las referidas a la salida de la turbina de baja

cuando la turbina funciona a plena carga 100% con extracciones. Partir de aquí es la única manera de asegurar que la turbina puede funcionar correctamente, ya que si partiéramos del inicio quitando las extracciones nos encontraríamos con que el caudal evacuado por la turbina es mayor al máximo para el cual ha sido diseñada.

Q (salida BP, entrada condensador sin extracciones) = 274,38 Kg/s

P (salida BP, entrada condensador sin extracciones) = 0,05 bares

T (salida BP, entrada condensador sin extracciones) = 32,7 °C

H (salida BP, entrada condensador sin extracciones) = 2316,22 kJ/Kg

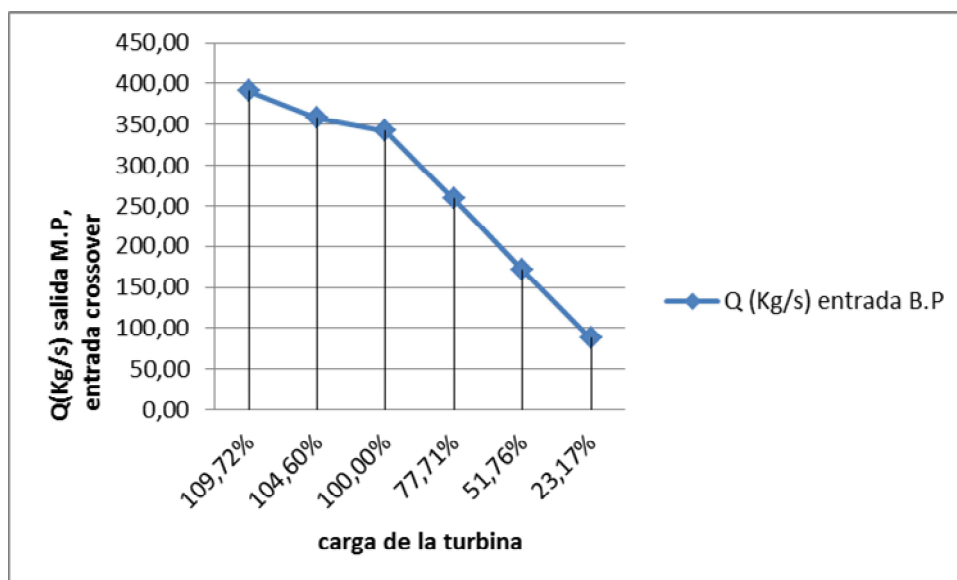
Turbina de baja presión

Habiendo eliminado las extracciones, el caudal que entra debe ser el mismo que el que sale, ya que no encontramos vapor de sellado para la turbina de B.P. El cuál será el mismo, por tanto:

Q (entrada BP sin extracciones) = 274,38 Kg/s

Este caudal es el mismo de salida de la turbina de media presión.

La presión vamos a calcularla observando (figura 49) el recorrido que realiza a la entrada con los balances térmicos que tenemos de la central.



(Figura 49) Caudal de salida de M.P para las diferentes cargas

Como podemos observar el caudal que nosotros queremos turbinar por B.P se encuentra entre el caudal que turбина entre el 100% y el 77,71% de carga. Así pues realizamos una media estadística para dar las condiciones de entrada al turbinar el caudal requerido.

$$P (100\% \text{ entrada B.P}) = 10,22 \text{ bar} \quad Q (100\% \text{ entrada B.P}) = 342,15 \text{ Kg/s}$$

$$P (77,71\% \text{ entrada B.P}) = 7,9 \text{ bar} \quad Q (77,71\% \text{ entrada B.P}) = 258,67 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{sin extracciones entrada B.P}) = 274,38 \text{ Kg/s}$$

$$P (\text{sin extracciones}) = P (100\%) - [P (100\%) - P (77,71\%)] \times [Q (100\%) - Q (S.E)] / [Q (100\%) - Q (77,71\%)] = 8,33 \text{ bares.}$$

Para la temperatura utilizaremos el mismo procedimiento.

$$T (100\% \text{ entrada B.P}) = 353 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad Q (100\% \text{ entrada B.P}) = 342,149 \text{ Kg/s}$$

$$T (77,71\% \text{ entrada B.P}) = 350 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad Q (77,71\% \text{ entrada B.P}) = 258,67 \text{ Kg/s}$$

$$Q (S.E \text{ entrada B.P}) = 274,38 \text{ Kg/s}$$

$$T (\text{sin extracciones}) = T (100\%) - [T (100\%) - T (77,71\%)] \times [Q (100\%) - Q (S.E)] / [Q (100\%) - Q (77,71\%)] = 350,56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para poder calcular la entalpía de la manera más aproximada posible hemos recurrido a la página www.spiraxsarco.com metiéndonos en la tabla "superheated steam región". En la cual hemos puesto la presión y temperatura, y nos ha dado la entalpía.

$$P (\text{sin extracciones entrada B.P}) = 8,33 \text{ bares}$$

$$T (\text{sin extracciones entrada B.P}) = 350,56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$H (\text{sin extracciones entrada B.P}) = 3.159,90 \text{ kJ/Kg}$$

De este modo ya tenemos las condiciones de entrada a la turbina de B.P cuando quitamos las extracciones, y también las condiciones de salida ya que son prácticamente las mismas para todas las cargas y hemos escogido las condiciones al 100%.

Turbina media presión

En el caso de la salida de la turbina de media presión, el paso por el crossover y la entrada a la turbina de baja presión, consideramos las mismas condiciones, ya que en todos los balances térmicos de la central así lo consideran.

Por tanto las condiciones de salida de la turbina de intermedia presión son las mismas calculadas para la entrada de baja presión.

Q (sin extracciones salida M.P) = 274,38 Kg/s

P (sin extracciones salida M.P) = 8,33 bares

T (sin extracciones salida M.P) = 350,56 °C

H (sin extracciones salida M.P) = 3.159,90 kJ/Kg

En la entrada de la turbina de intermedia presión conocemos el caudal que sigue siendo prácticamente el mismo de salida de la turbina ya que hemos quitado las extracciones. Sin embargo a la entrada le sumaremos el vapor de sellos perdido durante la turbinación en el lado del eje de salida del vapor.

En el lado del eje de entrada del vapor de la turbina de media presión, el vapor de sellos es suplido por un caudal procedente del lado del eje de entrada a la turbina de alta presión. Este vapor al pasar al lado del eje de entrada de media presión lo hemos incluido al caudal de entrada de la turbina M.P debido a que también va a ser turbinado del mismo modo que el caudal procedente del recalentador.

El vapor de sellos del eje de salida de M.P lo calcularemos a través de una media según el caudal que sale de la turbina para poder realizar una aproximación con sus valores de carga cercanos.

El caudal de salida es 274,38 Kg/s, y tendrá pocas variaciones respecto al de entrada, por lo que hacemos una aproximación entre el vapor de sellos al 100% de carga total y al 77,71%.

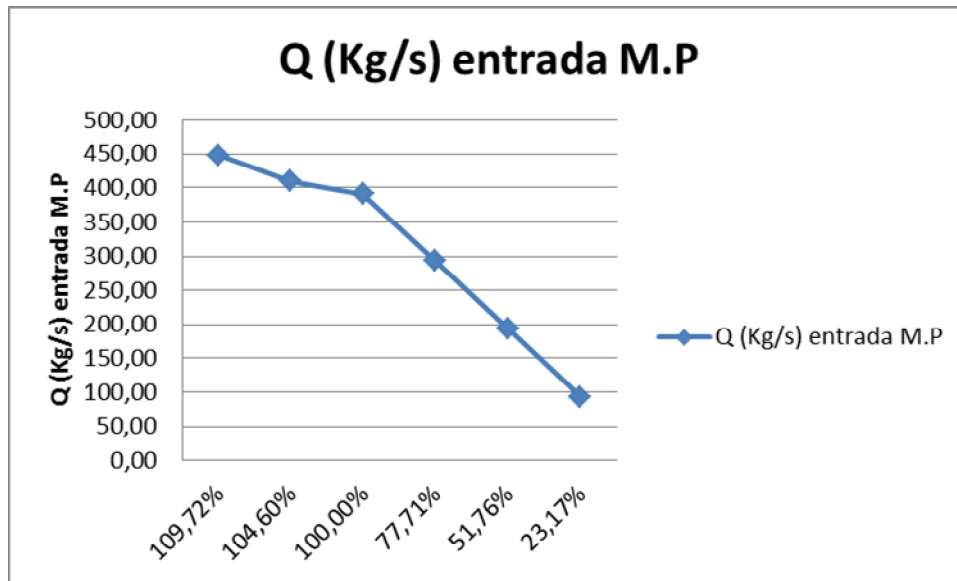
Vapor de sellado (M.P 100%) = 0,437 Kg/s

Vapor de sellado (M.P 77,71%) = 0,238 Kg/s

Vapor de sellado (sin extracciones M.P) = Vapor de sellado (M.P 100%) – ([Q (salida M.P 100%) – Q (salida M.P sin extracciones)] x [Vapor de sellado (M.P 100%) – Vapor de sellado (M.P 77,71%)] / [Q (salida M.P 100%) - Q (salida M.P 77,71%)]) = 0,275 Kg/s

Q (entrada M.P sin extracciones) = Vapor de sellos (sin extracciones M.P) + Q (salida M.P sin extracciones) = 274,65 Kg/s

Como podemos ver (figura 50) el caudal que nosotros turbinamos a la entrada de media presión Q = 274,65 Kg/s se encuentra entre el turbinado por la cargas de turbina de entre el 77,71% y el 51,76%, así pues procedemos al cálculo aproximado de las condiciones de entrada con bastante exactitud.



(Figura 50) Caudales a la entrada de M.P para distintas cargas

P (77,71% entrada M.P) = 28,30 bar

Q (77,71% entrada M.P) = 293,21 Kg/s

P (51,76% entrada M.P) = 18,79 bar

Q (51,76% entrada M.P) = 194,20 Kg/s

Q (sin extracciones entrada M.P) = 274,65 Kg/s

$P (\text{sin extracciones entrada M.P}) = P (77,71\%) - [P (77,71\%) - P (51,76\%)] \times [Q (77,71\%) - Q (S.E)] / [Q (77,71\%) - Q (51,76\%)] = 26,51 \text{ bares}$

La temperatura:

T (77,71% entrada M.P) = 537,7 °C

Q (77,71% entrada M.P) = 293,21 Kg/s

T (51,76% entrada M.P) = 535,5 °C

Q (51,76% entrada M.P) = 194,20 Kg/s

Q (S.E entrada M.P) = 274,65Kg/s

$T (\text{sin extracciones entrada M.P}) = T (77,71\%) - [T (77,71\%) - T (51,76\%)] \times [Q (77,71\%) - Q (S.E)] / [Q (77,71\%) - Q (51,76\%)] = 537,28 \text{ °C}$

T (sin extracciones entrada M.P) = 537,28 °C

La entalpía la hayamos a través de www.spiraxsarco.com en su pestaña de tabla de "superheated steam región".

Q (sin extracciones entrada M.P) = 274,65 Kg/s

P (sin extracciones entrada M.P) = 26,51 bares

T (sin extracciones entrada M.P) = 537,28 °C

H (sin extracciones entrada M.P) = 3.542,92 kJ/Kg

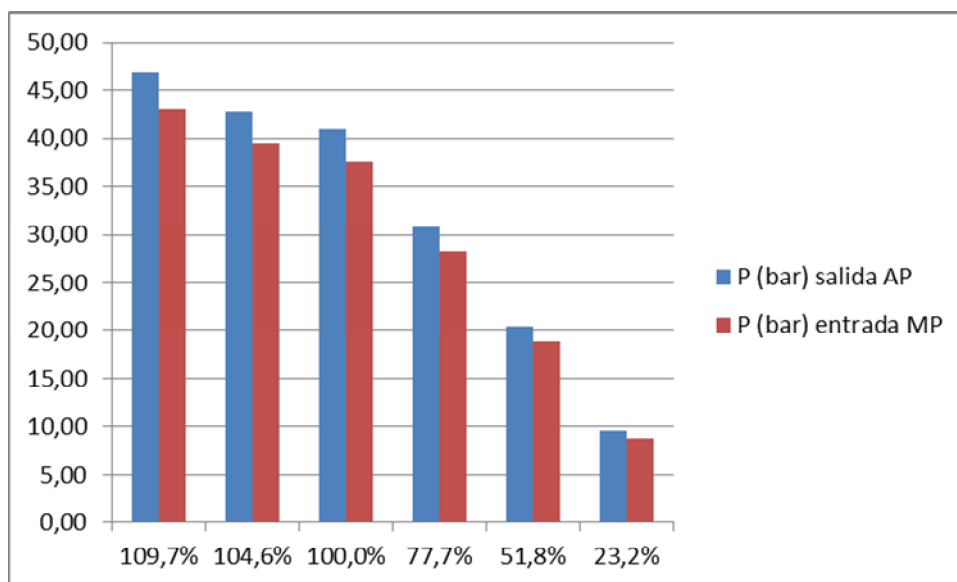
Turbina de alta presión

Las condiciones a la salida de la turbina de alta presión, no corresponde a la presión de entrada en la turbina de intermedia presión debido a su paso por el recalentador y el entramado de tubos desde la salida de media presión, su recorrido por el recalentador y su salida del recalentador hasta su entrada en A.P.

Se podría proceder del mismo modo aproximado que en anteriores veces para calcular su presión. Sin embargo para cualquier caudal superior al mínimo técnico existen un porcentaje de pérdidas determinado para la presión, que consideramos más aproximado que la estimación estadística usada anteriormente. Esto es así, debido a que a través del recorrido de tubos relativamente largo, la presión se reduce de manera proporcional y no teniendo gran dependencia del caudal, para caudales por encima del mínimo técnico.

Hay que tener en cuenta que el calor proporcionado al vapor por el recalentador es el mismo, y el caudal juega un papel a penas insignificante sobre la variación de la presión, como vemos en los datos proporcionados por la central (figura 51), al menos para caudales superiores al mínimo técnico. Por tanto damos por una aproximación fidedigna la pérdida porcentual de presión producida en los tubos.

Estos porcentajes de caída de presión los podemos obtener del siguiente modo:



(Figura 52) Comparación entre presiones a la salida de A.P y entrada de M.P

Diferencias de presiones:

Pérdidas % de presión entre salida A.P y entrada M.P = $100 - [P (\text{entrada M.P}) / P (\text{salida B.P})] \times 100$:

109,72%....	8,009%
104,60%....	8,008%
100,00%....	7,996%
77,71%.....	8,071%
51,76%.....	8,003%
23,17%.....	7,991%

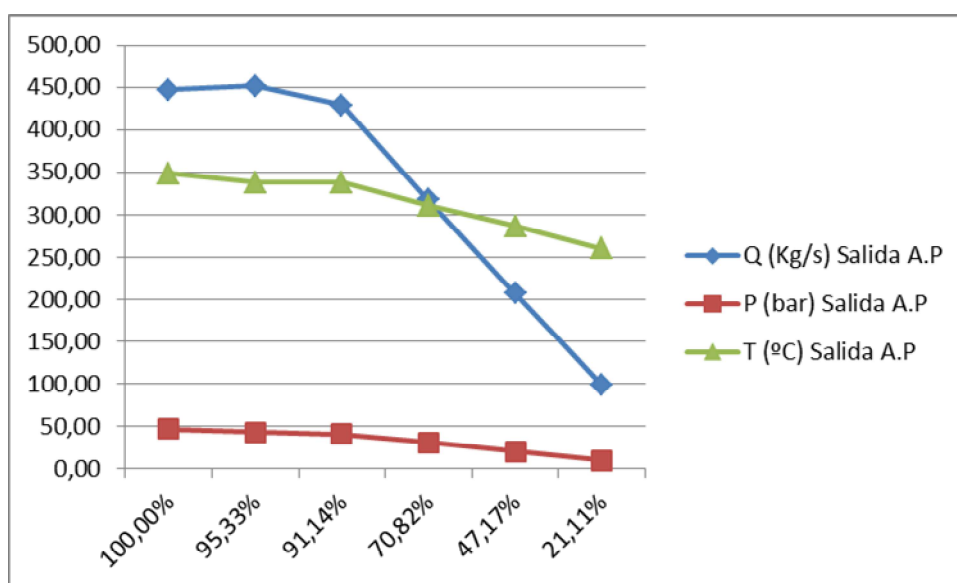
Hacemos una media:

$$\Sigma\%(\text{Pérdidas de presión salida A.P a entrada M.P}) / 6 = 8,03 \%$$

De tal modo aplicamos este porcentaje a la presión que tenemos sin extracciones a la entrada de M.P, obteniendo así la presión de salida de A.P.

$$P (\text{sin extracciones salida A.P}) = P (\text{sin extracciones entrada M.P}) + [P (\text{sin extracciones entrada M.P}) \times 0,0803] = 28,63 \text{ bares}$$

En el caso de la temperatura observando los datos proporcionados (figura 53) vemos que no existe una relación tan directa con el caudal como la que existe con la presión.



(Figura 53) Caudal, presión y temperatura para las diferentes cargas

Así pues podemos hacer un cálculo aproximado fijándonos en las presiones de las cargas.

$$T (\text{salida A.P } 77,71\%) = 311,10^{\circ}\text{C}$$

$$P (\text{salida A.P } 77,71\%) = 30,78 \text{ bar}$$

$$T (\text{salida A.P } 51,76\%) = 286,60^{\circ}\text{C}$$

$$P (\text{salida A.P } 51,76\%) = 20,42 \text{ bar}$$

$$P (\text{salida A.P sin extracciones}) = 28,63 \text{ bar}$$

$T \text{ (salida A.P sin extracciones)} = T \text{ (salida A.P 77,71\%)} - [P \text{ (salida A.P 77,71\%)} - P \text{ (salida A.P sin extracciones)}] \times [T \text{ (salida A.P 77,71\%)} - T \text{ (salida A.P 51,76\%)}] / [P \text{ (salida A.P 77,71\%)} - P \text{ (salida A.P 51,76\%)}] = 306,01 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Teniendo la temperatura de entrada a alta presión y la temperatura, introducimos los valores en el spiraxsarco para calcular la entalpía:

$P \text{ (sin extracciones salida A.P)} = 28,63 \text{ bar}$

$T \text{ (sin extracciones salida A.P)} = 306,01 \text{ }^{\circ}\text{C}$

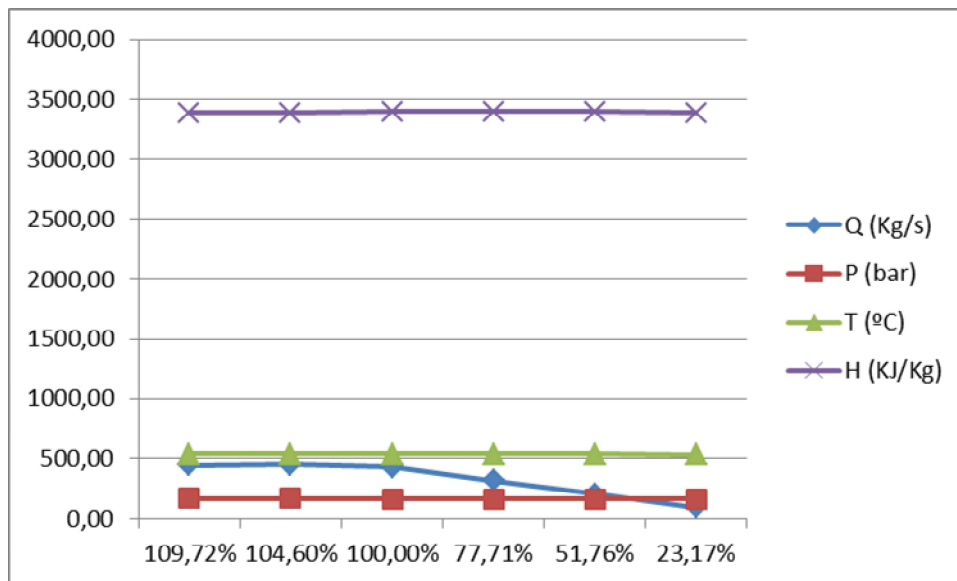
$H \text{ (sin extracciones salida A.P)} = 3008,90 \text{ Kg/s}$

Las condiciones de entrada a alta presión sí que podemos obtenerlas de manera muy aproximada ya que los datos de entrada para las diferentes cargas de la turbina son muy parecidos y nos permite dar valores muy aproximados.

Las entradas a la turbina de A.P (figura 54) vienen incluidas con la resta de las extracciones de vapor de sellos producidas en el lado del eje de entrada a la turbina, ya que lo que nos interesa es el caudal turbinado por lo que hay que quitarle el vapor de sellos perdido a la entrada.

	109,7%	104,6%	100,0%	77,7%	51,8%	23,2%
Q (Kg/s)	449,22	453,77	430,79	318,92	208,29	99,01
P (bar)	174,08	174,08	165,84	165,84	165,84	165,84
T (°C)	537,70	537,70	537,70	537,70	537,70	534,40
H (kJ/Kg)	3.392,39	3.392,39	3.401,47	3.401,47	3.401,47	3.392,62

(Figura 54) Condiciones de Q, P, T y H de entrada a la turbina de A.P para distintas cargas



(Figura 55) Gráfica de condiciones de Q, P, T y H de entrada A.P para distintas cargas

Observamos (figura 55) una relación muy directa entre la temperatura, la presión y la entalpía en todas las cargas de potencia de la turbina. Además siguen un patrón casi lineal por lo que podemos dar un cálculo muy aproximado de las condiciones a un caudal de salida de A.P.

El caudal de salida de la turbina de A.P sin extracciones lo calculamos. Este caudal no corresponde con el caudal que hemos atribuido como caudal de entrada a M.P.

A este caudal de entrada de M.P debemos restarle el caudal añadido sustituto del vapor de sellos procedente del lado del eje de entrada a la turbina de A.P hacia el lado del eje de entrada la turbina de M.P; y sumarle el caudal que se desvía en el recorrido desde la salida de A.P a la entrada de M.P para el calentador de Fuel-Oil, que en el ciclo combinado sin extracciones es eliminado.

$Q(\text{salida A.P sin extracciones}) = Q(\text{entrada M.P sin extracciones}) - Q(\text{vapor de sellos de A.P a M.P}) + Q(\text{calentador de Fuel-Oil})$

El Q (vapor de sellos de A.P a M.P) es el caudal de vapor que suple el vapor de sellos que va desde el eje de entrada de la turbina de alta al eje de entrada de la turbina de media presión.

Tanto el caudal de vapor de sellos de A.P a M.P como el caudal del calentador de Fuel-Oil lo calculamos de manera aproximada como en ocasiones anteriores.

$Q(\text{calentador de fuel 77,71\%}) = 3,167 \text{ Kg/s}$ $Q(\text{entrada M.P 77,71\%}) = 293,21 \text{ Kg/s}$

$Q(\text{calentador de fuel 51,76\%}) = 2,102 \text{ Kg/s}$ $Q(\text{entrada M.P 51,76\%}) = 194,20 \text{ Kg/s}$

$Q(\text{entrada M.P sin extracciones}) = 274,65 \text{ Kg/s}$

$Q(\text{vapor de sellos A.P a M.P 77,71\%}) = 3,393 \text{ Kg/s}$

$$Q (\text{vapor de sellos A.P a M.P } 51,76\%) = 2,216 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{calentador de fuel S.E}) = Q (\text{F.O } 77,71\%) - [Q (\text{entrada M.P } 77,71\%) - Q (\text{entrada M.P sin extracciones}) \times Q (\text{F.O } 77,71\%) - Q (\text{F.O } 51,76\%) / (Q (\text{entrada M.P } 77,71\%) - Q (\text{entrada M.P } 51,76\%)) = 2,96 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{vapor de sellos A.P a M.P S.E}) = Q (\text{vapor de sellos A.P a M.P } 77,71\%) - [Q (\text{entrada M.P } 77,71\%) - Q (\text{entrada M.P sin extracciones}) \times Q (\text{vapor de sellos A.P a M.P } 77,71\%) - Q (\text{vapor de sellos A.P a M.P } 51,76\%) / (Q (\text{entrada M.P } 77,71\%) - Q (\text{entrada M.P } 51,76\%)) = 3,17 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{salida A.P sin extracciones}) = Q (\text{entrada M.P sin extracciones}) - Q (\text{vapor de sellos de A.P a M.P}) + Q (\text{calentador de Fuel-Oil}) = 274,43 \text{ Kg/s}$$

Y para calcular la entrada a alta presión sin extracciones tendremos que sumarle al caudal de salida la extracción producida al final del recorrido de la turbina de alta para el precalentador y el vapor de sellos. Pero como hemos eliminado todas las extracciones, únicamente sumaremos el vapor de sellos:

$$Q (\text{vapor de sellos A.P } 77,71\%) = 0,572 \text{ Kg/s} \quad Q (\text{salida A.P } 77,71\%) = 317,46 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{vapor de sellos A.P } 51,76\%) = 0,384 \text{ Kg/s} \quad Q (\text{salida A.P } 51,76\%) = 207,31 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{salida A.P S.E}) = 274,43 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{vapor de sellos A.P sin extracciones}) = Q (\text{vapor de sellos A.P } 77,71\%) - [Q (\text{salida A.P } 77,71\%) - Q (\text{salida A.P sin extracciones}) \times Q (\text{vapor de sellos A.P } 77,71\%) - Q (\text{vapor de sellos A.P } 51,76\%)] / [Q (\text{entrada A.P } 77,71\%) - Q (\text{entrada A.P } 51,76\%)] = 0,498 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{entrada A.P sin extracciones}) = Q (\text{salida A.P sin extracciones}) + Q (\text{vapor de sellos A.P sin extracciones}) = 274,92 \text{ Kg/s}$$

Como podemos observar se encontraría entre la carga de potencia al 77,71% y el 51,76%, por tanto, no tenemos ningún problema para dar el cálculo aproximado.

$$P (77,71\% \text{ entrada A.P}) = 165,84 \text{ bar} \quad Q (77,71\% \text{ entrada A.P}) = 318,92 \text{ Kg/s}$$

$$P (51,76\% \text{ entrada A.P}) = 165,84 \text{ bar} \quad Q (51,76\% \text{ entrada A.P}) = 208,29 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{sin extracciones entrada A.P}) = 274,92 \text{ Kg/s}$$

Como podemos ver la presión deberá ser la misma que en ambas cargas:

$$P (\text{sin extracciones entrada A.P}) = 165,84 \text{ bar}$$

La temperatura:

$$T (77,71\% \text{ entrada A.P}) = 537,7 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad Q (77,71\% \text{ entrada A.P}) = 318,92 \text{ Kg/s}$$

$$T (51,76\% \text{ entrada A.P}) = 537,7 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad Q (51,76\% \text{ entrada A.P}) = 208,29 \text{ Kg/s}$$

$$Q (\text{S.E entrada A.P}) = 274,92 \text{ Kg/s}$$

Por tanto:

T (sin extracciones entrada A.P) = 537,7 °C

H (sin extracciones entrada A.P) = 3.401,47 kJ/Kg

De este modo tenemos ya todas las condiciones de entrada y salida de la turbina habiendo eliminado las extracciones de ella:

Q (sin extracción entrada turbina AP) = 274,92 Kg/s

P (sin extracción entrada turbina AP) = 165,84 bares

T (sin extracción entrada turbina AP) = 537,7 °C

H (sin extracción entrada turbina AP) = 3.401,47 kJ/Kg

Q (sin extracción salida turbina AP) = 274,43 kJ/s

P (sin extracción salida turbina AP) = 28,63 bares

T (sin extracción salida turbina AP) = 306,01 °C

H (sin extracción salida turbina AP) = 3.008,9 Kg/s

Q (vapor de sellos A.P sin extracciones) = 0,561 Kg/s

Q (sin extracciones entrada turbina MP) = 274,65 Kg/s

P (sin extracciones entrada turbina MP) = 26,51 bares

T (sin extracciones entrada turbina MP) = 537,7 °C

H (sin extracciones entrada turbina MP) = 3.542,92 kJ/Kg

Q (sin extracciones salida turbina MP) = 274,38 Kg/s

P (sin extracciones salida turbina MP) = 8,33 bares

T (sin extracciones salida turbina MP) = 350,56 °C

H (sin extracciones salida turbina MP) = 3.159,9 kJ/Kg

Q (sin extracciones entrada turbina BP) = 274,38Kg/s

P (sin extracciones entrada turbina BP) = 8,33 bares

T (sin extracciones entrada turbina BP) = 350,56 °C

H (sin extracciones entrada turbina BP) = 3.159,9 KJ/Kg

Q (sin extracciones salida turbina BP) = 274,38 Kg/s

P (sin extracciones salida turbina BP) = 0,05 bares

T (sin extracciones salida turbina BP) = 32,7 °C

H (sin extracciones salida turbina BP) = 2.316,22 KJ/Kg

Teniendo en cuenta todas estas condiciones de funcionamiento de la turbina, habiendo eliminado las extracciones, procederíamos a calcular la potencia cedida a los álabes de la turbina. Consideramos una vez para este estudio que el proceso realizado en la turbina es adiabático, que la velocidad de entrada y salida es la misma; y que la altura de entrada y salida no tiene relevancia.

$$\frac{dE}{dt} = Q - W + m(h_e - h_s) + m\left(\frac{1}{2}C_e^2 - \frac{1}{2}C_s^2\right) + m(gZ_e - gZ_s)$$

$$W = 274,928 \cdot (3.401,47 - 3.008,9) + 274,65(3.542,92 - 2.316,22) - 274,38(2.373,49 - 2.316,22)/0,934 - 0,02 \cdot 444.838 = 419.119 \text{ kW}$$

4.3 Selección de la configuración de la central de ciclo combinado

Estos parámetros iniciales de funcionamiento de la turbina de vapor se envían al fabricante de la Caldera de Recuperación de Calor para que su diseño cumpla con los mismos y defina a su vez los parámetros de la Caldera de Recuperación de Calor para establecer la turbina de gas que se ajusta a sus especificaciones, así como, la configuración más óptima para la central.

Las calderas de recuperación de calor estarán convenientemente diseñadas para recuperar la máxima energía térmica de los gases de escape de la turbina de gas, de forma que se genere vapor en las condiciones de diseño de la turbina de vapor existente.

A partir de todo lo anterior se realizarían:

- Análisis de las distintas alternativas a considerar, en cuanto a configuración de la planta y utilización de las turbinas de gas.
- Preselección de fabricantes y modelos de turbinas de gas y calderas de recuperación de calor (anexo 3).
- Estudio termodinámico de las alternativas técnicamente aceptables.

No obstante el propietario de la central térmica comenta que posee una importante ventaja competitiva, que le permite reducir costes y dependencias gracias a un enfoque de flota con todos los ciclos combinados que tiene contruidos por lo que plantea que el ciclo combinado que se instale sea del mismo suministrador de los que ahora tiene funcionando, ya que tiene un contrato a largo plazo de servicios, equipos y repuestos. Además desea que el proyecto se

realice analizando las turbinas de gas y las calderas de recuperación de calor que actualmente tiene diseñadas y funcionando para evitar sobrecostos de diseño, fabricación, construcción y pruebas.

El propietario nos entrega un balance térmico al 100% de carga (figura 56) y al 50% de carga, de una central de ciclo combinado en funcionamiento con una configuración 2x1. Tanto la caldera de recuperación de calor como sus turbinas asociadas corresponden a un modelo único para todas las centrales instaladas por la compañía.

Es decir, se nos informa de que cada configuración de central de ciclo combinado que posee la empresa (1x1, 2x1 y 3x1), tiene correspondida la misma caldera de recuperación y la misma turbina de gas asociada.

Las condiciones obtenidas en el apartado anterior (4.1) de entradas y salidas de la turbina de vapor habiendo eliminado las extracciones, se podrían enviar a los fabricantes para que nos enviaran una caldera de recuperación, una turbina de gas y una configuración adecuada. Sin embargo, debido al contrato a largo plazo y al enfoque de flota llevado a cabo por la compañía con un determinado fabricante, únicamente solo disponemos de un tipo de caldera de recuperación y una turbina de gas correspondiente.

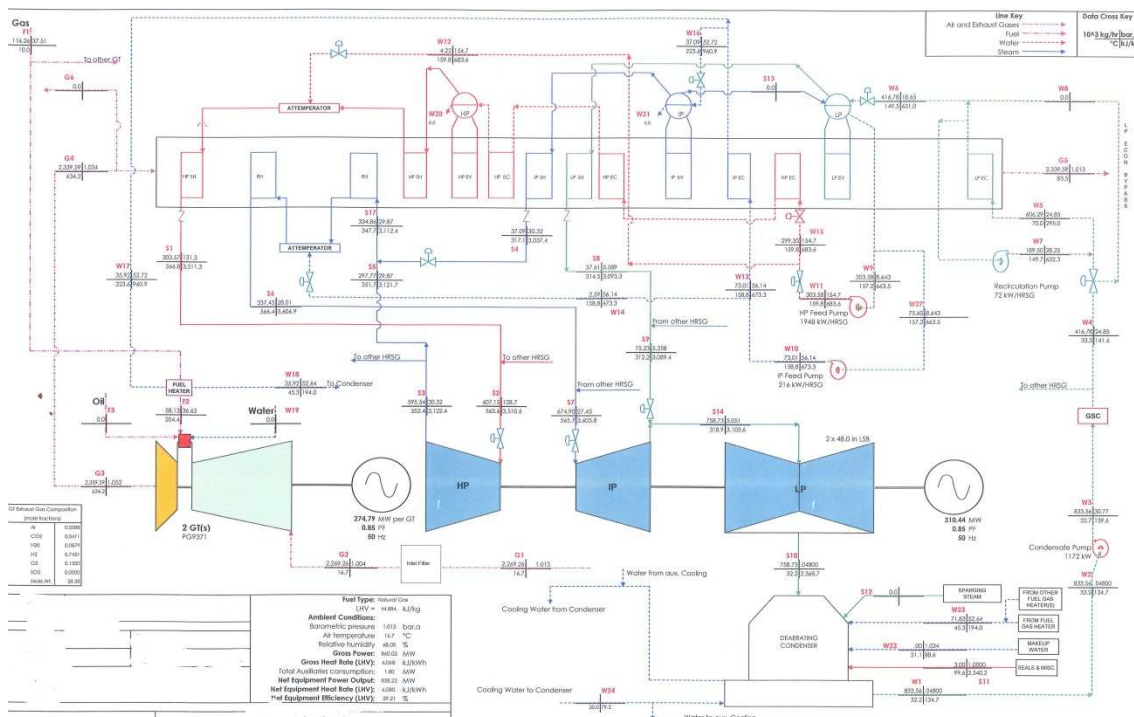
De este modo, y con las indicaciones proporcionadas por el propietario, decidiremos cual es la configuración más óptima a partir de la caldera de recuperación y la turbina de gas aportadas por la compañía, y siguiendo dicha configuración propondremos la puesta a punto y remodelación de la turbina de vapor (opción mucho más barata que la fabricación a la carta de una caldera de recuperación de calor y turbina de gas).

Empezamos pues el estudio del balance térmico 2x1 aportado:

El flujo de gas, desde la descarga de la turbina de gas, tiene una temperatura de 6342 °C; hasta salir por la chimenea, con una temperatura de 83,5 °C.

En la caldera de recuperación de calor, siguiendo el flujo de los gases, los serpentines están montados en el siguiente orden:

- Sobrecalentador (SH 1) de alta presión.
- Recalentador (RH 1).
- Recalentador (RH 2).
- Sobrecalentador (SH 2) de alta presión.
- Evaporador (EVAP 1) de alta presión.



(Figura 56) Balance térmico 2x1 central térmica existente, aportado por el propietario

Cada etapa de presión: AP (128,7 bar), de MP (27,45 bar) y de BP (5,05 bar) de la caldera tiene su calderín; con una capacidad de almacenaje suficiente para mantener su nivel de agua dentro de límites durante los arranques o variaciones bruscas de carga. Son cilíndricos y horizontales.

El calderín de BP es alimentado por la bomba de condensado, que dispone la central térmica, a través del economizador de B.P. Parte del agua que llega al calderín de B.P se dirige al evaporador volviendo al calderín en forma de vapor. Otra parte del agua del calderín de B.P es

enviada a las bombas de alimentación de A.P y M.P, que alimentan los calderines de A.P y M.P respectivamente a través de sus correspondientes economizadores de A.P y M.P.

Las presiones de diseño de la caldera de recuperación de calor son:

- Sobrecalentador (SH 1) de alta presión: 147,4 bares (máxima presión de descarga del sobrecalentador).
- Sobrecalentador (SH) de media presión: 35,5 bares (máxima presión de descarga del sobrecalentador).
- Economizador (ECO) de media presión: 80,3 bares (presión de diseño del economizador de presión intermedia).
- Sobrecalentador (SH) de baja presión: 8,3 bares (máxima presión de descarga del sobrecalentador).
- Economizador (ECO) de baja presión: 40,3 bares (presión de diseño del economizador de presión intermedia).
- Recalentador en caliente: 32,5 bares (máxima presión de descarga del recalentador).

La turbina de gas tiene una potencia de 274,79 MW a 50 Hz. a plena carga.

Los datos de partida van a ser las variables: caudal de vapor, presión y temperatura de salida del sobrecalentador de la caldera de recuperación para una configuración 2x1, que es la que tienen las plantas actualmente instaladas. Se tratará de hacer una simulación para definir las variables en las distintas configuraciones que vamos a analizar (1x1 multieje, 2x1, 3x1 y tomaremos como referencia también el 2x1 al 50% de la carga, también aportado por el propietario) en el que supondremos algunos valores que no tendrán mucha incidencia cuantitativa pero si cualitativa, y nos sirvan de referencia para la elección inicial de la opción posible adecuada. Posteriormente habría que hacer una validación de este estudio inicial con el diseñador y fabricante de los equipos (turbina de gas y caldera de recuperación de calor).

Los datos de las variables de la salida del recalentador de la caldera de recuperación son:

$$Q \text{ (Kg/s)} = 168,65$$

$$P \text{ (bar)} = 131,3$$

$$T \text{ (°C)} = 565,6$$

Si consideramos la caída de presión (2%) por las tuberías hasta la entrada a la turbina de alta presión, la presión será:

$$P = 131,3 - (0,02 * 131,3) = 128,7 \text{ bar}$$

El resto de variables no varían. Calculamos por las tablas la entalpía siendo:

$$H \text{ (kJ/Kg)} = 3.510,42$$

Para que la turbina de vapor existente se pueda ajustar a la diferente tipología del ciclo agua-vapor, sin extracciones, será necesario una adaptación interna de los cuerpos de la turbina modificando el número de escalonamientos, el tamaño de los álabes y la carcasa de los cuerpos de la turbina de vapor que deberá realizar el fabricante que es el mismo de la turbina de vapor y de la de gas.

La configuración 3x1 no puede superar la presión de diseño a la salida del sobrecalentador por lo que pondremos $P = 142$ bar.

El resto de variables viene representado en el cuadro (figura 57) siguiente:

Entrada A.P				
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Q (Kg/s)	84,33	113,45	168,65	186,08
P (bar)	65,12	87,61	128,7	142
T (°C)	565,6	565,9	565,6	553,6
H (kJ/Kg)	3571,66	3550,7	3510,4	3465,86

(Figura 57) Condiciones de entrada a turbina de A.P distintas configuraciones

A la salida de la turbina de alta presión tendremos una temperatura de 352,4 °C para todas las configuraciones aproximadamente, una pérdida de caudal de vapor de sellos y tenemos una relación entre la presión de salida y la presión de entrada en la turbina de A.P de 0,24 por lo que los caudales, las presiones y posteriormente la entalpía a través de las tablas de spiraxsarco quedarían:

Salida A.P				
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Q (Kg/s)	82,64	111,29	165,43	182,36
P (bar)	16,3	19,94	30,32	32,1
T (°C)	352,4	351,6	352,4	352,4
H (kJ/Kg)	3147,57	3138,16	3117,51	3113,55

(Figura 58) Condiciones de salida de la turbina de A.P distintas configuraciones

A la salida de la turbina de media presión tenemos una aportación de vapor del sobrecalentador de media presión, que junto con el caudal de salida de alta presión pasa por los recalentadores y llega a la entrada de media presión.

Aportación del sobrecalentador de M.P al recalentador

	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Q (Kg/s)	5,63	11,21	22,04	24,35

(Figura 59) Caudal aportado del sobrecalentador de M.P al recalentador

Los caudales de vapor serán por tanto la suma de los dos anteriores. Al pasar por las tuberías y por los recalentadores tenemos una caída de presión de 1,1% de la presión de salida de la turbina de alta presión por lo que las presiones de entrada a la turbina de media presión serán el 98,9% de las de salida de alta presión. La temperatura al paso por los recalentadores se incrementa hasta los 565,8 °C que será la misma aproximadamente que la entrada de A.P. Con las presiones y temperaturas calculamos las entalpías, a través de “spirasxarco” y los resultados se encuentran en la tabla siguiente (figura 60):

Entrada MP

	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Q (Kg/s)	88,27	122,51	187,47	206,71
P (bar)	14,83	18	27,45	29,21
T (°C)	565,7	565,8	565,7	565,7
H (kJ/Kg)	3617,09	3614,5	3605,9	3604,43

(Figura 60) Condiciones de entrada a M.P para las diferentes configuraciones

A la salida de media presión se aporta al crossover vapor del sobrecalentador de baja presión.

Aportación del sobrecalentador de B.P al Crossover

	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Q (Kg/s)	10,45	16,09	23,29	31,34

(Figura 61) Aportación de caudal del sobrecalentador de B.P al crossover

La suma de caudales de vapor serán los que pasen a través del crossover a la turbina de baja presión. Con la relación de 0,18 entre la presión de salida de la turbina de media y la presión de entrada a la turbina de baja, calculamos las presiones de entrada a la turbina de baja y con una temperatura de 318,8 °C calculamos por las tablas las entalpías quedando como sigue (figura 62):

Entrada B.P				
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Q (Kg/s)	98,72	138,59	210,76	238,05
P (bar)	3,06	3,353	5,051	5,57
T (°C)	318,8	318,8	318,9	318,9
H (kJ/Kg)	3107,10	3104,85	3100,42	3099,21

(Figura 62) Condiciones de entra B.P diferentes configuraciones

Y la salida al condensador será similar a las condiciones iniciales (figura 63):

Salida B.P - Entrada Condensador				
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
G (kg/S)	98,72	138,59	210,76	238,05
P (bar)	0,04	0,04	0,05	0,05
T (°C)	27,8	28,3	32,2	32,6
H_{ELEP} (kJ/Kg)	2.416,78	2.388,30	2.338,13	2.334,78
H_{UEEP} (kJ/Kg)	2.437,23	2.416,89	2.385,47	2.382,57

(Figura 63) Condiciones de salida B.P diferentes configuraciones

Calculamos la energía total que cede el vapor a los álabes de la turbina de vapor:

En la configuración 2x1:

$$W = 168,65 \cdot (3.510,4 - 3.117,51) + 187,47 \cdot (3.605,9 - 2.338,13) + 23,29 \cdot (3089,40 - 2.338,13) - 210,76 \cdot (2.385,47 - 2.338,13) / 0,934 = 310.742,41 \text{ kW}$$

La potencia para el resto de las configuraciones (figura 64), calculadas en el anexo 2, sería:

Potencia TV (kW)				
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
AP	35.761,98	46.802,66	66.261,99	65.557,84

M.P y B.P	105.951,20	150.226,66	237.666,02	262.447,32
Aportación sobrecalentador B.P	7.175,36	11.509,18	17.497,08	24.096,10
Energía aportada a los álabes	148.888,54	208.538,50	321.425,09	352.101,27
Pérdidas condensador	2.161,42	4.242,33	10.682,68	12.180,31
Potencia TV (kW)	146.727,12	204.296,17	310.742,41	339.920,95

(Figura 64) Potencia de la turbina de vapor para las distintas configuraciones

Para el cálculo de la “Eficiencia” procederemos del siguiente modo con la configuración 2x1:

Para 1 turbina de gas

(Çg) Calor generado por el combustible = Qg * PCI

Qg = Caudal del combustible = 16,15 Kg/s

Poder Calorífico Inferior (PCI) = 44884 kJ/Kg

Çg = 16,15 * 44884 = 724751,92 kJ/s

La potencia eléctrica de la turbina de gas es de 274.790 kW y para las distintas configuraciones será:

Potencia TG (kW)				
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Potencia TG (kW)	274.790	226.260	549.580	582.000

(Figura 65) Potencia de la turbina de gas para las diferentes configuraciones

Tenemos que:

(Qex) Caudal gases escape TG (Kg/s) = 649,886

T_{TG} - Temperatura TG (°C) = 632,2

T_{chi} - Temperatura Chimenea (°C) = 83,5

Para calcular la entalpía de los gases de escape de la turbina de gas y la chimenea empleamos la siguiente formula obtenida del documento del IDEA “Guía técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia”. En el cual conociendo la temperatura de salida de los gases de la turbina puedes calcular la entalpía:

(H_{TG}) en salida gases TG en (kJ/Kg) = (0,9952+(92,1*T_{TG}/1.000.000) * T_{TG}

(H_{chi}) en salida gases Chimenea en (kJ/Kg) = $(0,9952 + (92,1 * T_{chi} / 1.000.000)) * T_{chi}$

Con lo que:

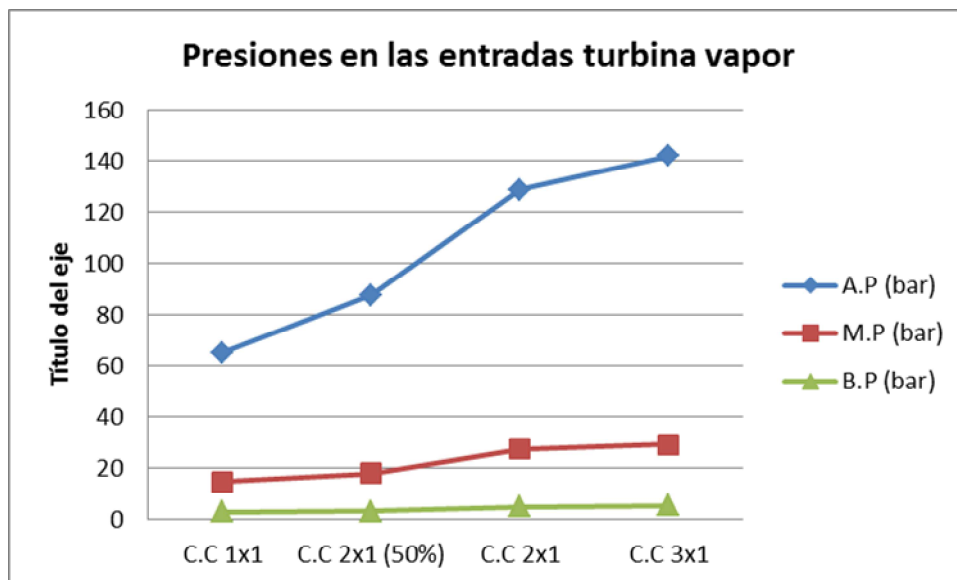
(H_{TG}) en salida gases TG en (kJ/(Kg) = 665,98

(H_{chi}) en salida gases Chimenea en (kJ/(Kg) = 83,74134423

El calor generado por los gases de escape de la turbina = (Q_{ex}) * (H_{TG}) = 434.253,48 kJ/s.

La pérdida de calor generado será = $724.751,9222 - 274.790 - 434.253,48 = 15.708,45$ kJ/S.

En el gráfico de abajo (figura 66) se indican las presiones de entrada a los cuerpos de alta, media y baja presión de la turbina de vapor.



(Figura 66) Presiones de entrada y salida para cada cuerpo de turbina

En la turbina de vapor la aportación de las 2 calderas de recuperación de calor será igual a dos veces el calor generado por los gases de escape de la turbina de gas = $2 * 434.253,48 = 868.506,96$ kJ/s.

La carga térmica de todas las conexiones que llegan al condensador para un 2x1 procedente de:

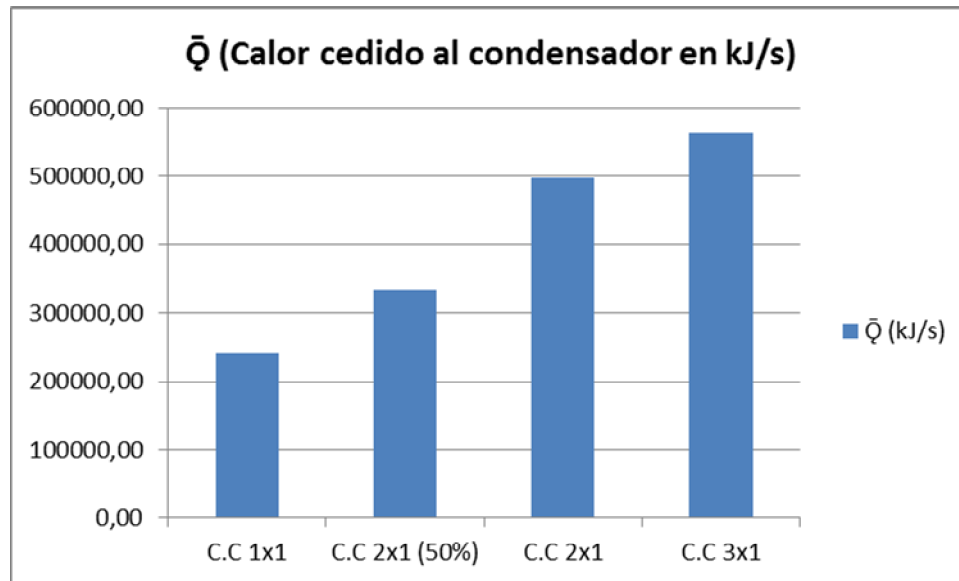
- La salida de los 2 cuerpos de baja presión
 $Q_c = 210,76 * 2.338,13 = 492784,38$ kJ/s
- Vapor de sellado
 $Q_R = 0,83 * 2.540,20 = 2116,83$ kJ/s

- Calentador de combustible

$$Q_{CA} = 19,95 \cdot 194 = 3.870,84 \text{ kJ/s}$$

$$\bar{Q} \text{ (carga térmica en el condensador en kJ/s)} = Q_c + Q_R + Q_{CA} = 498.768,05 \text{ kJ/s}$$

En el anexo 2 se calcula la carga térmica para las distintas configuraciones con los resultados que se observan en la gráfica (figura 67):

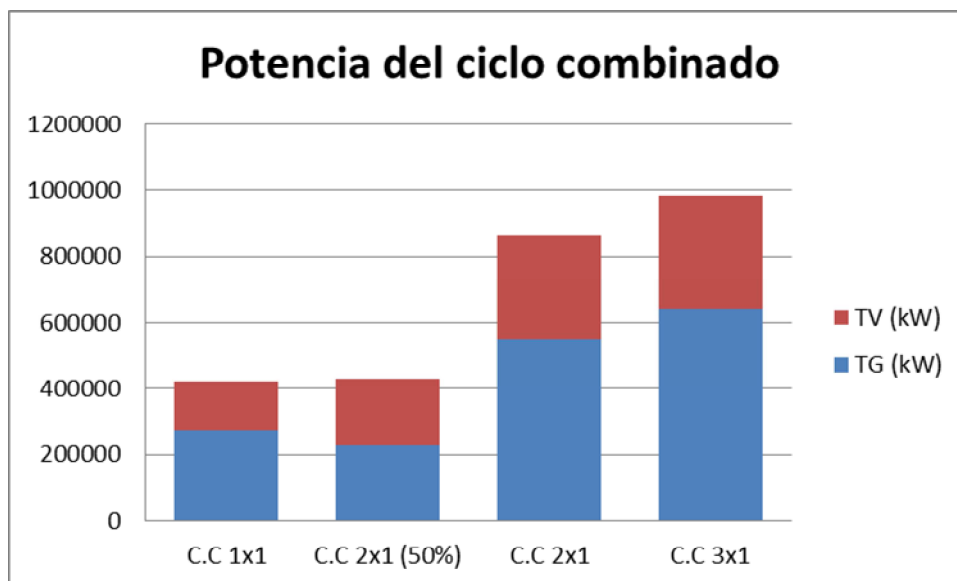


(Figura 67) Calor cedido al condensador para las distintas cargas

Como se puede observar en ninguna de las configuraciones supera la carga térmica admisible del condensador que era de 675.210,16 kJ/s al 100% de la carga en la central térmica.

Potencia del ciclo combinado				
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
TG (kW)	274.790	226.260	549.580	642.000
TV (kW)	146.727	204.296	310.742	339.921
Potencia total (kW)	421.517	430.556	860.322	981.921

(Figura 68) Potencia del ciclo combinado distintas configuraciones



(Figura 69) Gráfica DE potencia del ciclo combinado tanto de la TV como de la TG

Para el cálculo de la Eficiencia de la planta para la configuración 2x1 tendremos:

La potencia entregada por el ciclo de gas (cámara combustión) será = $2 * (\dot{Q}_g)$ Calor generado por el combustible = $2 * (\dot{Q}_g * PCI) = 2 * 724.751,92 = 1.449.503,84 \text{ kJ/s}$.

Como la potencia de la Turbina de gas y la de vapor son respectivamente 549580 kW y 310742 kW, entonces los rendimientos de la turbina de gas = $549.580 * 100 / 1.449.504 = 38\%$.

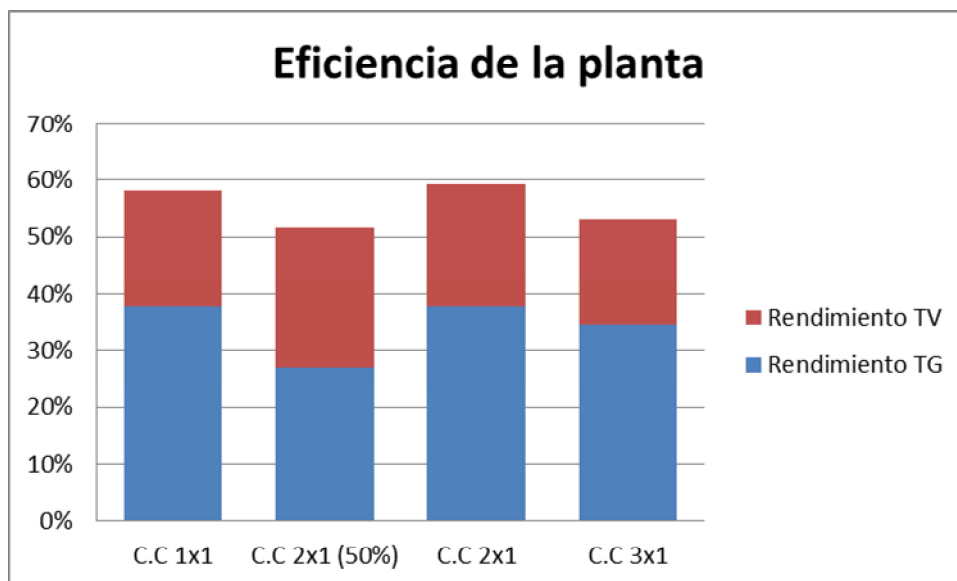
El rendimiento TV = $310.742 * 100 / 1.449.504 = 21\%$

Eficiencia será = Rendimiento TG + Rendimiento TV = $38\% + 21\% = 59\%$.

En el anexo 2 del mismo modo se calcularían el resto de las Eficiencias.

Eficiencia de la planta				
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Rendimiento TG	38%	27%	38%	35%
Rendimiento TV	20%	24%	21%	18%
Eficiencia	58%	52%	59%	53%

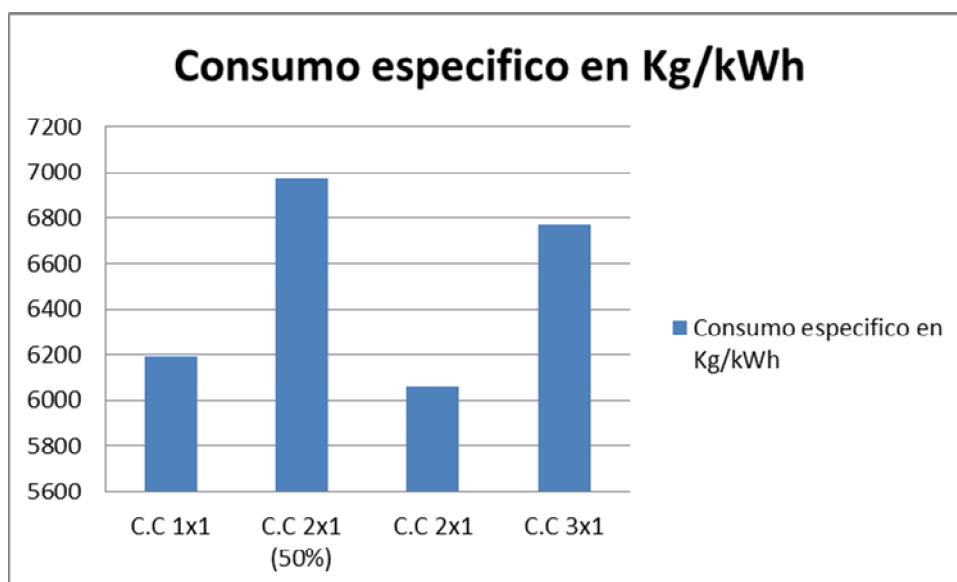
(Figura 70) Eficiencia y rendimiento del ciclo combinado para distintas configuraciones



(Figura 71) Grafica de eficiencia y rendimiento del ciclo combinado distintas configuraciones

Calculamos a continuación el consumo específico neto que para la configuración 2x1 es =
 $\text{Caudal de combustible} \times \text{PCI} / \text{Potencia total} = 2 \times 58.130 \text{ (Kg/h)} \times 44.884 \text{ (kJ/Kg)} / 860.322 \text{ (kW)}$
 = 6.065 Kg/kWh

El resto de configuraciones se calculan en el anexo 2 y el resultado es el que se puede observar en el gráfico siguiente (figura 72):



(Figura 72) Consumo específico para las diferentes configuraciones de ciclo combinado

Analizando los datos obtenidos se puede decir que aunque la configuración 3x1 es la que más potencia suministra 981.921 kW lo que supone un 14% más de lo que suministra la

configuración 2x1, pero es un 6% menos eficiente y tiene un consumo específico un 12% mayor. En cuanto a la configuración 1x1 multieje se descarta porque suministra una potencia menor a la inicial de la central térmica.

Por lo tanto nos decantamos por la configuración 2x1 como la mejor opción para la optimización de combustible, como para el aumento de la potencia del repowering.

4.4 Equipos reutilizables de la instalación de partida

Para la nueva instalación se consideraría la implementación de una configuración multieje 2x1, donde cada una de las turbinas estará acoplada a su respectivo alternador.

De la central térmica de Fuel-Oil se ha previsto la utilización de los siguientes equipos para utilizar en la nueva instalación de ciclo combinado:

4.4.1 Equipo mecánico

- Turbina de vapor:

Revisión exhaustiva del interior de los cuerpos de Turbina de Vapor, modernización de los álabes móviles, álabes fijos, carcasas interiores, y cancelación de las extracciones de vapor ya que en el ciclo combinado no se precisan de extracciones de vapor, modificación del nº de escalonamientos y del tamaño de los álabes de forma que se ajuste a la nueva potencia y a las especificaciones de un ciclo combinado. Además se debe introducir una admisión del sobrecalentador de baja presión en el crossover.

- Generador eléctrico:

Realizar una rehabilitación y puesta a punto incluyendo el cambio de los anillos de retención del rotor del generador y ensayos eléctricos en el alternador para evaluar estado de aislamiento y bobinados.

- Transformador principal:

Realizar una rehabilitación y puesta a punto de los 3 monográficos existentes.

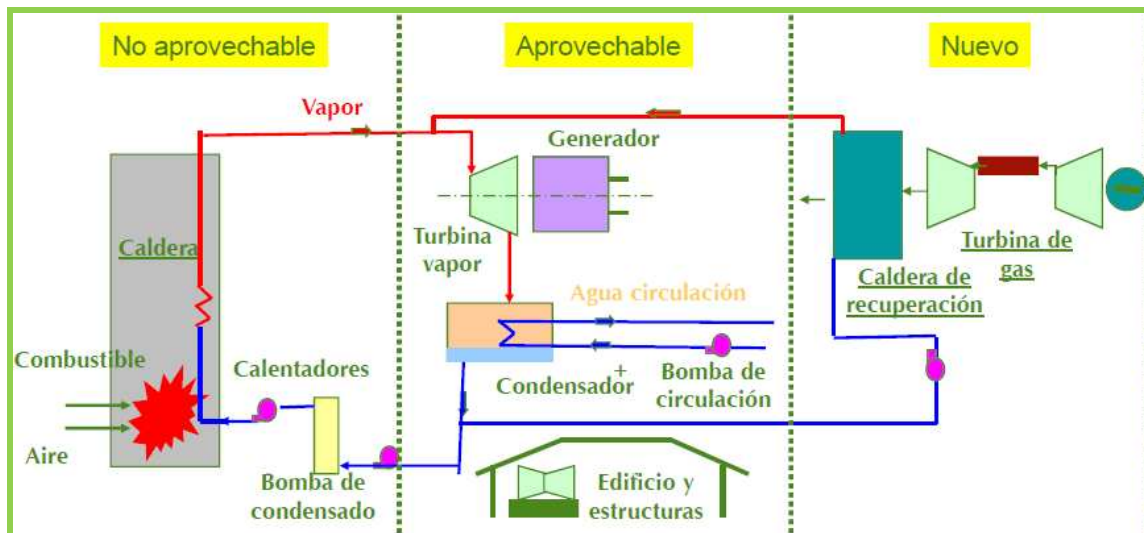
- Condensador:

Mantener el condensador y los auxiliares del mismo existentes:

- 1 tanque de condensado
- 2 bombas de vacío

- 2 bombas de vacío de la caja de aguas
- Estación de regulación y medida.
- Bombas de condensado y de agua de circulación:

Mantener las dos bombas de condensado y las dos bombas de agua de circulación existentes.



(Figura 73) Esquema: conversión de Central Térmica convencional a Ciclo Combinado

Para la utilización de los equipos indicados de la instalación de partida se requiere realizar una extensión de vida en la planta actualizándola y adecuándola a la nueva configuración y a los nuevos equipos.

4.5 Equipos nuevos de la nueva instalación

Se enumeran en este apartado los equipos y sistemas principales que se necesitan nuevos para la nueva instalación de ciclo combinado en configuración 2x1.

4.5.1 Equipo mecánico

- 2 turbinas de gas con su generador eléctrico cada una.
 - Turbina de Gas Modelo: 9FB
 - Potencia: 274,6 MW
 - Condiciones Ambientales:
 - Temperatura: 15,9°C
 - Presión: 1,013 bar(a)

- HR: 69,30%
- Combustible: Gas Natural
- Velocidad de Giro: 3000 r.p.m.
- Eficiencia Ciclo Combinado: 55,9%
- Nº Etapas Compresor 18
- Ratio Compresión 15,4
- Nº de etapas turbina 3
- Nº de cámaras de combustión 18
- 2 calderas de recuperación de calor para suministrar vapor a la turbina de vapor.
- 2 Bombas de agua de alimentación de media presión.
- 2 Bombas de agua de alimentación de alta presión.
- 2 Chimeneas una por cada caldera de recuperación de calor.
- Sistema de combustible alternativo (Gasóleo).
- 2 Alternadores de 421 MVA, 19 kV, 50 Hz.

Se tratará de un modelo trifásico de rotor cilíndrico fabricado según normativa ANSI / IEC con sistema de excitación estático. La energía eléctrica producida por el alternador se generará a una tensión de 19 kV.

Incluirá un sistema de refrigeración mediante hidrógeno, capaz de evacuar el calor del rotor, núcleo y estátor.

El rotor del alternador será de una sola pieza de acero forjado. Dicho elemento, girará a 3.000 r.p.m.

4.5.2 Equipo eléctrico

- 2 transformadores principales trifásicos asociados a las turbinas de gas de 500 MVA cada uno, 19/400 kV.
- 2 transformadores auxiliares 25/30 MVA, 19/6,3 kV.

El dimensionamiento de los transformadores auxiliares cumple el criterio de redundancia del 100%, de modo que cada uno de los 2 transformadores auxiliares es capaz de alimentar a todas las cargas auxiliares de la planta de ciclo combinado.

- Transformadores de distribución 6,3 kV / 400 V

Desde los embarrados de media tensión, cada cuadro de distribución o centro de fuerza a 400 V se alimentará desde un transformador seco trifásico, 6,3 kV / 400 V.

- Barras de fase aislada

La conexión eléctrica entre los alternadores y los transformadores principales correspondientes, se realizará por medio de conductos de barras de fase aislada autoventilados.

Las barras correspondientes a los turbogrupos de gas estarán divididas en tres secciones:

Tramo transformador principal - interruptor de generación

Tramo interruptor de generación – alternador

Tramo derivación para alimentación al transformador auxiliar

- Barras de 6,3 kV asociadas a cada transformador auxiliar.
- Sistemas de baja tensión para:
 - Motores de potencia nominal entre 75 kW y 200 kW
 - Centros Control de Motores 400 V
 - Transformadores 400/230V para alumbrado normal
- Interruptor de acoplamiento

En caso de que un transformador auxiliar esté fuera de servicio y se requiera arrancar dicha turbina de gas, ello será posible tomando la energía eléctrica necesaria suministrada desde las barras de la otra turbina de gas, acoplando ambas barras mediante el Interruptor de acoplamiento.

- 2 Interruptores de generación.

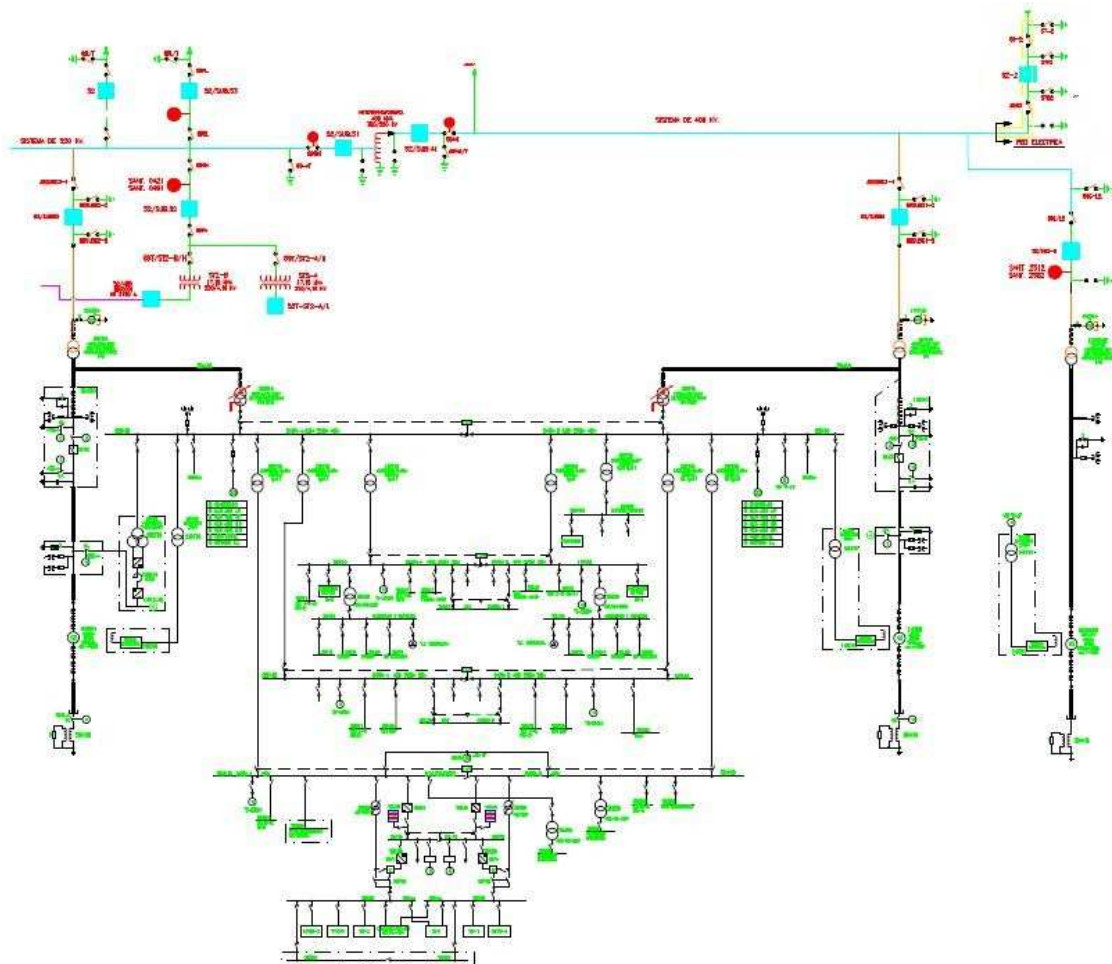
Se instalarán interruptores para la conexión de los alternadores de las turbinas de gas a la red. Serán usados para la sincronización de los alternadores a la red y serán adecuados a las condiciones de operación y capacidad de corte necesarias.

- Sistema de alimentación de emergencia de 400 Vca.

Para alimentar cargas esenciales de la central repotenciada se instalará un grupo electrógeno diesel de 400 Vca con un sistema automático de arranque y transferencia, por detección de fallo de tensión.

Este generador diesel arrancará automáticamente por señal de mínima tensión en una de sus barras asociadas, y se conecta a la misma cuando el régimen de tensión y frecuencia sea el nominal.

- Sistema de corriente continua de 125 Vcc.
- Sistema de alumbrado y tomas de corriente.
- Sistema de red de tierras y de protección contra rayos.



(Figura 74) Esquema eléctrico tipo de una central de ciclo combinado 2x1

5. Impacto medioambiental

La nueva central se instala en el mismo terreno que la central actual, por lo tanto en el mismo área ya industrializado de la central anterior. Este aprovechamiento del espacio reduce en gran medida el impacto ambiental de la nueva instalación. Así como su mayor facilidad para tramitaciones y licencias.

Conforme al Artículo 9 Instalaciones sometidas a la autorización ambiental integrada, de la Ley 16/2002, de 1 de Julio, de Prevención y Control Integrados de la Contaminación, la central

térmica que se quiere repotenciar, como actividad incluida en el Anexo 1 de dicha Ley (“1.1.Instalaciones de combustión con una potencia térmica superior a 50 MW - a) Instalaciones de producción de energía eléctrica en régimen ordinario o en régimen especial, en las que se produzca la combustión de combustibles fósiles, residuos o biomasa”), debe someterse al trámite de obtención de la Autorización Ambiental Integrada

Concretamente, el punto 1.a) del Artículo 12 de la Ley 16/2002 de 1 de Julio, de Prevención y Control Integrados de la Contaminación, solicita la documentación requerida para la obtención de la correspondiente Licencia Municipal de Actividades Clasificadas de acuerdo con el Decreto 2414/1961, de 30 de Noviembre, por el que se aprueba el Reglamento de Actividades Molestas, Insalubres, Nocivas y Peligrosas, o en las disposiciones autonómicas que resulten de aplicación.

La Ley 16/2002 de 1 de Julio, de Prevención y Control Integrados de la Contaminación, establece en su Anejo 1 una clasificación de categorías de actividades e instalaciones en relación al procedimiento de Autorización Ambiental Integrada. De acuerdo a esta clasificación, la central térmica repotenciada se encuadra dentro del grupo al ser una Instalación de combustión con una potencia térmica superior a 50 MW en régimen ordinario, en la que se produce la combustión de combustibles fósiles.

La sustitución de la central de Fuel por la de gas natural supondría una sustitución muy buena para el medio ambiente en materia de emisiones. El gas natural es una energía que hasta el momento se ha presentado como una de las más eficientes y limpias, y está desplazando de manera progresiva a las centrales convencionales que utilizan como combustible otro tipo de combustibles fósiles que dañan mucho más el medio ambiente.

5.1. Impacto atmosférico

Al ser la nueva instalación un ciclo combinado tiene un impacto ambiental menor. Para la configuración que aquí hemos elegido de un 2x1 y tomando de referencia un ciclo con la misma configuración que esté en funcionamiento, se tienen estos datos.

<i>Emisiones Ciclo Combinado (2x1)</i>		
	<i>Combustible Gas Natural</i>	<i>Combustible Gasóleo</i>
<i>Temperatura de Gases (°C)</i>	90,5	133,1
<i>Emisión de NOx (g/s)</i>	81,6	153

Emisión de SO_x (g/s)	10,8	141,6*
Velocidad de Salida (m/s)	15,9	18,6
Altura de la Chimenea (m)	75	
Factor de Conversión NO_x/NO₂	-	0,61

* Para un contenido de azufre del 0,2% en el gasóleo.

(Figura 75) comparación de las emisiones emitidas gas y gasóleo

5.2 Impacto acústico

En el Real Decreto 1367/2007, de 19 de octubre, por el que se desarrolla la Ley 37/2003, de 17 de noviembre, del Ruido, en lo referente a zonificación acústica, objetivos de calidad y emisiones acústicas se indican los objetivos de calidad acústica para ruido aplicables a áreas urbanizadas existentes como los valores límite de inmisión de ruido aplicables a infraestructuras portuarias y a actividades recogidos.

Según el mencionado Real Decreto se entiende por objetivo de calidad acústica el conjunto de requisitos que, en relación con la contaminación acústica, deben cumplirse en un momento dado en un espacio determinado, incluyendo los valores límite de inmisión o de emisión. Y por valor límite de inmisión, el valor que no debe ser sobrepasado y que de superarse obliga a prever o a aplicar medidas tendentes a evitar tal superación. Los valores límite pueden variar en función del emisor acústico, (ruido del tráfico rodado, ferroviario o aéreo, ruido industrial, etc.), del entorno o de la distinta vulnerabilidad a la contaminación acústica de los grupos de población; pueden ser distintos de una situación existente a una nueva situación (cuando cambia el emisor acústico, o el uso dado al entorno).

6.3 Impacto del consumo de agua

Las centrales térmicas de ciclo combinado necesitan captar y consumir agua para su correcto funcionamiento. La refrigeración de la central repotenciada se realizará en circuito abierto con agua de mar.

La central térmica repotenciada en su refrigeración en circuito abierto utilizará las infraestructuras de toma y descarga existentes así como las bombas de refrigeración de la central térmica de fuel actual y su correspondiente condensador.

El agua de mar se bombeará a través de conducción de hormigón para la refrigeración de dicho condensador. Este agua calentada, se descargará de vuelta al mar a una distancia suficiente de la captación para evitar recirculaciones de agua caliente.

También se absorberá con agua de mar el calor desprendido en la operación de los equipos y sistemás auxiliares de la instalación, bien sea directamente en circuito abierto, bien mediante cambiadores de calor intermedios con agua en circuito cerrado.

El impacto ambiental asociado al circuito de refrigeración de una central consiste en la cantidad de energía térmica total (MW térmicos), procedente del ciclo termodinámico de la turbina de vapor (refrigeración del condensador) y de la refrigeración de otros equipos auxiliares de la Central, que se evacúa al mar y se dispersa por el medio marino será mínimo.

6.4 Suministro de combustible

El combustible utilizado en el ciclo combinado es gas natural salvo en circunstancias especiales de carencia de gas, el ministerio de industria exige un funcionamiento mínimo de 24 horas con gasóleo para dar estabilidad a la red eléctrica peninsular.

El suministro de gas llega a través de una planta de regasificación cercana a una estación de regulación y medida.

6.5 Tratamiento de efluentes y vertidos

Las centrales de ciclo combinado como es el caso de la central repotenciada, se caracterizan por el empleo de un combustible limpio como el gas natural, lo cual, respecto a las instalaciones convencionales de generación eléctrica, se traduce en una reducción importante del volumen de efluentes líquidos originados así como de la carga contaminante de los mismos.

Adicionalmente, en el proceso de desmineralización del agua bruta se aplicará la tecnología conjunta de ósmosis inversa y electrodeionización, que es la aceptable desde el punto de vista medioambiental: permite minimizar la utilización de aditivos químicos por lo que minimiza la carga contaminante en origen y, por tanto, la producción de efluentes contaminados.

El agua de mar de aporte al sistema de refrigeración en circuito abierto, no se someterá a ningún tratamiento previo, minimizándose asimismo la producción de efluentes contaminados.

Las características de los efluentes industriales que se originan en las instalaciones de la central de ciclo combinado hacen que, a diferencia de otros procesos industriales, no sean necesarias complejas instalaciones de tratamiento.

Los efluentes que se pueden producir en una planta de ciclo combinado se pueden agrupar en cuatro grupos, para su recogida y tratamiento por separado:

- Efluentes del proceso (purga de calderas, rechazos del sistema de desmineralización,...)
- Aguas Sanitarias
- Efluentes que pueden contener residuos aceitosos
- Aguas de refrigeración

Estos efluentes se pueden agrupar en dos conjuntos:

- El efluente industrial de la Central, constituido por efluentes del proceso, aguas sanitarias y efluentes que pueden contener residuos aceitosos, que se someterá a tratamiento físico-químico.
- El efluente de refrigeración, compuesto por las aguas de refrigeración de la Central, que no requiere tratamiento puesto que no está contaminado y básicamente se caracteriza por ser el mismo agua de captación del mar, pero con un incremento de temperatura debido a la refrigeración del condensador.

6.6 Legislación aplicable

La legislación aplicable a la contaminación atmosférica está recogida en el Real Decreto 22/4/1991 número 646/1991, que define las normas sobre la limitación de las emisiones a la atmósfera de determinados agentes contaminantes, procedentes de grandes instalaciones de combustión.

Este Real Decreto se encuentra afectado por:

- Desarrollo, en ciertos aspectos referentes a centrales termoeléctricas, por Orden 6/12/1995 (RCL 1995/3538).
- El artículo 4º tiene un añadido y el Anexo III ha sido parcialmente sustituido por el Real Decreto 3/11/1995 número 1800/1995 (RCL 1995/3289).

- El Real Decreto 22/4/1991 en su artículo 2º, al definir instalación de combustión, excluye explícitamente a las turbinas de gas.

Así mismo, existe la siguiente legislación europea relativa al impacto ambiental:

- Directiva 96/62/CEE del Consejo de 27/9/96 sobre evaluación y gestión de la calidad del aire ambiental.
- Propuesta de Directiva del Consejo, por la que se modifica la Directiva 88/609/CE, sobre limitación de emisiones a la atmósfera de determinados agentes contaminantes procedentes de grandes instalaciones de combustión (98/c 300/04), presentada por la Comisión el 31/8/98.
- Directiva IPPC (Ley 16/2002).
- Directiva 2001/80/CE (Real Decreto 430/2004) Limitación de emisiones atmosféricas de GIC.
- Directiva 2001/81/CE (Resolución de 11/9/2003 del Ministerio de Medio Ambiente) Techos nacionales de emisión SO₂, NO_x, COV y NH₃.
- Protocolo de Kioto (decisión 2002/358/CE) Directiva 2003/87/CE sobre comercio de derechos de emisión de gases de efecto invernadero.

6 Conclusiones

A la vista de lo anterior y con la situación actual de consumo eléctrico y como consecuencia del bajo número de horas de funcionamiento de los ciclos combinados este proyecto no tendría en este momento opciones ya que se están planteando las compañías eléctricas hibernar algunas de las centrales de ciclo combinado que tienen en la actualidad. No obstante el estudio de viabilidad es adecuado en el futuro para sustitución de centrales térmicas convencionales. Es de suponer que en el caso que algún día se pueda poner en marcha este proyecto el rango de potencia esperable se haya incrementado para los nuevos modelos de turbinas de gas y puedan estar disponibles en el mercado.

Según la declaración de presidentes de compañías eléctricas importantes si se analiza a medio y largo plazo la evolución de la demanda se requerirá potencia instalada y concretamente centrales de ciclo combinado que son energía soporte de otras tecnologías renovables que no pueden ser gestionadas.

Indirectamente tras la reorientación del proyecto se demuestra que actualmente para la compañía condicionada con su contrato con General Electric, la mejor opción de

repotenciación de la central térmica en una de ciclo combinado, es la configuración 2x1, ya que es la configuración que se adecúa más al equilibrio entre aumento de potencia y eficiencia.

7 Bibliografía y referencias

- Informe de la Subcomisión de Análisis de la Estrategia Energética Española para los próximos 25 años: http://www.congreso.es/public_oficiales/L9/CONG/BOCG/D/D_501
- Red Eléctrica de España: “El sistema eléctrico español AVANCE DEL INFORME 2012” (http://www.ree.es/sistema_electrico/pdf/infosis/Avance_REE_2012.pdf)
- Instituto Nacional de Estadística: <http://www.ine.es/>
- Ministerio de Industria, Energía y Deportes: “Planificación energética indicativa según lo dispuesto en la Ley 2/2011, de 4 de marzo, de Economía Sostenible” (http://www.minetur.gob.es/energia/es-ES/Novedades/Documents/Planificacion_indicativa_2012-2020.pdf).
- “Excepción de las 20.000 horas”: http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/medioambiente/documents/pnre_dic2007.pdf.
- European Climate Foundation : “Roadmap 2050”. (<http://www.roadmap2050.eu/>).
- Comisión Nacional de la Energía (<http://www.cne.es>).
- Renovetec: “ciclo termodinámico de las turbinas de gas”: (<http://www.cicloscombinados.com/ciclobrayton.html>).
- Foro Nuclear: “ENERGÍA 2012” (<http://www.foronuclear.org>).
- Santiago Sabugal García y Florentino Gómez Moñux: “Centrales térmicas de ciclo combinado: Teoría y proyecto”. Editorial Diaz de Santos.
- Ismael Prieto Fernández (E.P.S. de Ingeniería): “Generación termoeléctrica/Ciclos Combinados”.
- IDAE: “Guía técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia”.
- U.P.M. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Aeronáuticos. Departamento de motopropulsión y termofluidodinámica: “Plantas de potencia de alta eficiencia”.
- Superheated Steam Region www.spiraxsarco.com.
- Delayed CCS http://www.electrical-efficiency.com/wp-content/uploads/2012/01/Rexel_International_Regulation_Review_january-2012.pdf.
- D.L. Chase, P.T. Kehoe, GE Power Systems Schenectady, NY: “GE Combined-Cycle Product Line and Performance” .
- Harry G. Stoll, Raub W. Smith, Leroy O. Tomlinson, GE Power Systems Schenectady, NY: “Performance and Economic considerations of Repowering Steam Power Plants”.
- Mohammad R. Shahnazari, Dariush Foroughi, Hamid Fakharian, Niroo Research Institute – Department of Energy End of Ponak-e-Bakhtari, Shahrak-e-Ghods, P.B: 14665/517: “Repowering of Lowshan Power Plant”.

- A. Ragland, Vogt-NEM and W. Stenzel- EPRI solutions: “Combined Cycle Heat Recovery Optimization”.
- William C. Stenzel, P. E. — SEPRIL, Dale M. Sopocy, P. E. — SEPRIL and Stanley E. Pace — SEPRIL: “Repowering Existing Fossil Steam Plants”.
- “Repowering and converting: EDF renews fossil fuel portfolio”
(<http://www.powerengineeringint.com/articles/print/volume-17/issue-12/features/repowering-and-converting-edf-renews-fossil-fuel-portfolio.html>).
- Jee-Young Shin*, Young-Seok Son School of Mechanical Engineering, Dong-Eui University, Busan 614-714, Korea, Moo-Geun Kim School of Mechanical and Automotive Engineering, Inje University, Gyeongnam 621-749, Korea, Jae-Soo Kim Plant Eng. & Const. Division, Hyundai Engineering and Construction Co., Ltd., Seoul 110-793, Korea Yong-Joon Jeon Hyundai Inst. of Construction Technology, Hyundai Engineering and Construction Co., Ltd., Yongin 449-71~ Korea “Performance Analysis of a Triple Pressure HRSG “. (http://link.springer.com/content/pdf/10.1007%2F978-3-642-02983-6_5).
- R.B Boulay, PE, and M.S. Mássoudi, PE, PhD, URS Corp. “Repower or Build a New Combined Cycle Unit?”.
- Ley 16/2002, de 1 de Julio, de Prevención y Control Integrados de la Contaminación.
- Real Decreto 1367/2007, de 19 de octubre.

Anexo 1

Balances Térmicos

Variables del balance térmico de la central térmica

	Entrada A.P.					
	109,72%	104,60%	100,00%	77,71%	51,76%	23,17%
Q (Kg/s)	449,22	453,77	430,79	318,92	208,29	99,01
P (bar)	174,08	174,08	165,84	165,84	165,84	165,84
T (°C)	537,7	537,7	537,7	537,7	537,7	534,4
H (KJ/Kg)	3392,39	3392,39	3401,47	3401,47	3401,47	3392,62

	Salida A.P.					
Q (Kg/s)	447,06	451,77	428,89	317,46	207,31	98,55
P (bar)	46,81	42,88	40,88	30,78	20,42	9,54
T (°C)	348,3	337,7	338,3	311,1	286,6	260,0
H (KJ/Kg)	3074,87	3056,71	3063,70	3022,49	2993,63	2968,26

	Entrada M.P.					
Q (Kg/s)	447,98	409,83	390,50	293,21	194,20	93,11
P (bar)	43,06	39,44	37,61	28,30	18,79	8,78
T (°C)	537,70	537,70	537,70	537,70	535,50	489,40
H (KJ/Kg)	3529,04	3532,53	3534,16	3537,48	3546,73	3457,57

	Salida M.P. (Crossover) Entrada B.P					
Q (Kg/s)	390,78	357,75	342,15	258,67	171,26	87,77
P (bar)	11,65	10,68	10,22	7,90	5,13	2,57
T (°C)	253,8	352,7	353,0	350,0	343,3	313,3
H (KJ/Kg)	3173,57	3175,43	3177,53	3177,94	3182,19	3126,55

	Extracion M.P 1					
Q (Kg/s)	21,55	19,16	18,06	11,92	6,55	2,72
P (bar)	22,12	20,29	19,35	14,65	9,79	4,59
T (°C)	445,0	445,5	445,5	445,0	441,6	398,8
H (KJ/Kg)	3348,63	3351,42	3353,05	3355,04	3363,53	3283,21

	Salida M.P a la Turbo-bomba, desaireador y precalentador aire					
Q (Kg/s)	35,43	32,71	30,08	22,30	16,17	2,51
P (bar)	11,65	10,68	10,22	7,75	5,13	2,59
T (°C)	253,8	352,7	353,0	350,0	343,3	313,3
H (KJ/Kg)	3173,57	3175,43	3177,53	3177,95	3182,19	3126,55

	Salida B.P - Entrada Condensador					
Q (Kg/s)	310,63	285,78	274,38	211,53	143,54	76,84

P (bar)	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
T (°C)	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7
H_{ELBP} (KJ/Kg)	2299,00	2310,17	2316,22	2348,48	2402,12	2460,78
H_{UEBP} (KJ/Kg)	2367,67	2370,93	2373,49	2388,15	2420,04	2491,51

	Extracción B.P 1					
Q (Kg/s)	16,15	14,51	13,66	9,60	5,77	2,55
P (bar)	6,57	6,03	5,77	4,39	2,92	1,47
T (°C)	291,1	291,1	291,0	291,0	286,6	258,8
H (KJ/Kg)	3046,24	3047,87	3049,73	3049,89	3053,69	3003,87

	Extracción BP 2					
Q (Kg/s)	15,19	13,79	12,94	9,17	5,60	2,50
P (bar)	3,65	3,39	3,21	2,45	1,63	0,82
T (°C)	162,2	162,0	226,6	162,2	157,7	136,1
H (KJ/Kg)	2921,70	2922,86	2924,48	2924,39	2928,22	2884,22

	Extracción BP 3					
Q (Kg/s)	15,51	14,06	13,29	9,49	5,82	2,56
P (bar)	1,91	1,75	1,68	1,28	0,86	0,44
T (°C)	226,1	226,0	162,7	226,6	222,2	197,2
H (KJ/Kg)	2799,25	2800,42	2801,81	2801,45	2805,31	2767,59

	Extracción B.P 4					
Q (Kg/s)	33,02	29,44	27,67	18,87	10,54	3,32
P (bar)	0,85	0,78	0,75	0,58	0,39	0,21
T (°C)	99,4	100,0	100,0	98,8	93,8	73,3
H (KJ/Kg)	2667,96	2669,13	2670,52	2671,30	2677,04	2649,80

	Salida Condensador - Bomba condensado					
Q (Kg/s)	331,63	307,25	293,91	226,77	156,06	83,39
H (KJ/Kg)	138,97	138,97	138,97	138,97	138,97	159,91

Otras aportaciones al condensador						
	Del regulador de vapor de sellado					
Q (Kg/s)	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
H (KJ/Kg)	3138,65	3128,64	3134,00	3111,19	3093,49	3221,29

	Del calentador 1 de agua de alimentación					
Q (Kg/s)	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
H (KJ/Kg)	415,06	415,06	415,06	415,06	415,06	415,06

	De la turbobomba agua de alimentación					
Q (Kg/s)	16,92	17,38	15,57	12,14	10,28	5,11

H (KJ/Kg)	2447,05	2458,45	2459,85	2485,22	2525,96	2752,00
-----------	---------	---------	---------	---------	---------	---------

	Aportación al condensador (compensar pérdidas)					
Q (Kg/s)	3,41	3,44	3,31	2,45	1,59	0,78
H (KJ/Kg)	88,46	88,46	88,46	88,46	88,46	88,46

Vapor de sellos						
	VAPOR DE SELLOS DE AP A MP					
Q(Kg/s)	4,779	4,827	4,583	3,393	2,216	1,053

	VAPOR DE SELLOS AP					
Q(Kg/s)	0,840	0,776	0,740	0,572	0,384	0,195

	CALENTADOR DE FUEL OIL					
Q(Kg/s)	4,362	4,437	4,192	3,167	2,102	1,058

	EXTRACCIONES ALTA PRESION					
Q(Kg/s)	1,326	1,223	1,159	0,884	0,594	0,267

	VAPOR DE SELLOS MP					
Q(Kg/s)	0,499	0,457	0,437	0,330	0,219	0,112

Variables del balance térmico ciclo combinado				
	Entrada A.P			
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Q (Kg/s)	84,33	113,45	168,65	186,08
P (bar)	65,12	87,61	128,7	142
T (°C)	565,6	565,9	565,6	553,6
H (kJ/Kg)	3571,66	3550,7	3510,4	3465,86

	Salida AP			
Q (Kg/s)	82,64	111,29	165,43	182,36
P (bar)	16,3	19,94	30,32	32,1
T (°C)	352,4	351,6	352,4	352,4
H (kJ/Kg)	3147,57	3138,16	3117,51	3113,55

	Aportación del sobrecalentador de M.P al recalentador			
Q (Kg/s)	5,63	11,21	22,04	24,35

	Entrada MP			
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
Q (Kg/s)	88,27	122,51	187,47	206,71

P (bar)	14,83	18	27,45	29,21
T (°C)	565,7	565,8	565,7	565,7
H (kJ/Kg)	3617,09	3614,54	3605,9	3604,43

Aportación del sobrecalentador de B.P al Crossover				
Q (Kg/s)	10,45	16,09	23,29	31,34
P (bar)	3,26	3,86	5,26	5,05
T (°C)	289,2	289,2	312,2	318,9
H (kJ/Kg)	3103,60	3103,60	3089,40	3103,60

Entrada B.P				
Q (Kg/s)	98,72	138,59	210,76	238,05
P (bar)	3,06	3,353	5,051	5,57
T (°C)	318,8	318,8	318,9	318,9
H (kJ/Kg)	3104,85	3107,10	3100,42	3099,21

Salida B.P - Entrada Condensador				
	C.C 1x1	C.C 2x1 (50%)	C.C 2x1	C.C 3x1
G (kg/s)	98,72	138,59	210,76	238,05
P (bar)	0,04	0,04	0,05	0,05
T (°C)	27,8	28,3	32,2	32,6
H_{LEP} (kJ/Kg)	2416,78	2388,30	2338,13	2334,78
H_{UEP} (kJ/Kg)	2437,23	2416,89	2385,47	2382,57

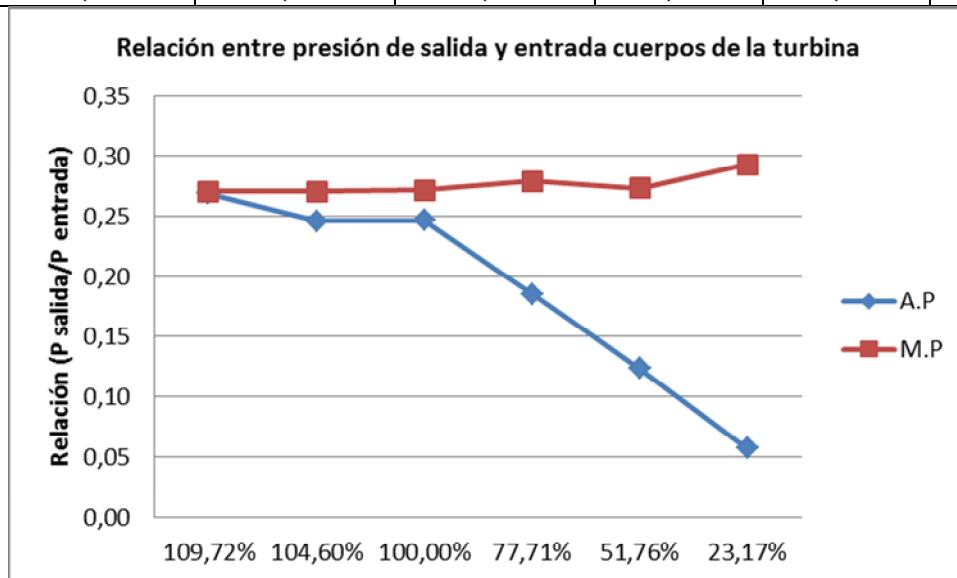
Otras aportaciones al condensador				
	Vapor de sellos			
Q (Kg/s)	0,46	0,53	0,83	0,97
H (KJ/Kg)	2123,50	2223,40	2540,20	2557,32

	Calentador combustible (Gas natural)			
Q (Kg/s)	9,78	10,69	19,95	23,35
H (KJ/Kg)	158,70	161,60	194,00	199,15

Anexo 2

Cálculos realizados

Relación entre presión de salida y entrada de cuerpos de la turbina de A.P y M.P						
	109,7%	104,6%	100,0%	77,7%	51,8%	23,2%
A.P	0,27	0,25	0,25	0,19	0,12	0,06
M.P	0,27	0,27	0,27	0,28	0,27	0,29

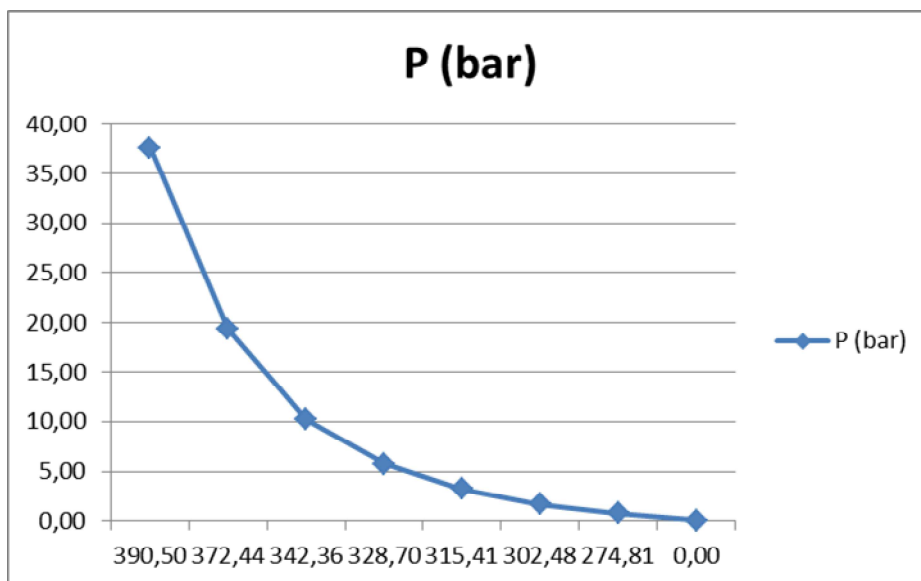


Q (Kg/s) Caudal de vapor que continúa en la turbina

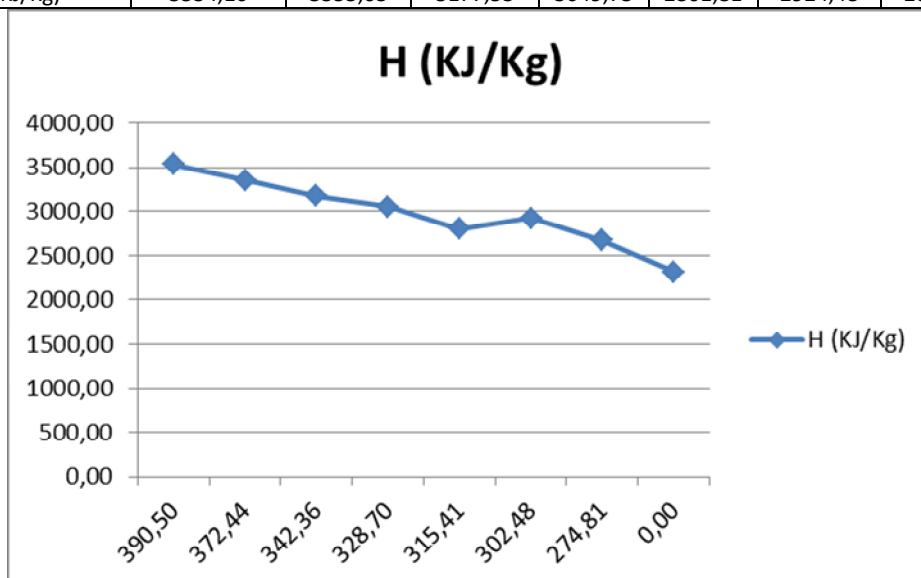
	109,7%	104,6%	100,0%	77,7%	51,8%	23,2%
Entrada M.P	447,98	409,83	390,50	293,21	194,20	93,11
M.P 1	426,42	390,67	372,44	281,29	187,65	90,38
M.P 2	390,99	357,96	342,36	259,00	171,48	87,88
B.P 1	374,84	343,45	328,70	249,40	165,71	85,33
B.P 2	359,33	329,39	315,41	239,90	159,89	82,77
B.P 3	344,15	315,60	302,48	230,73	154,29	80,27
B.P 4	311,13	286,16	274,81	211,86	143,75	76,95
Condensador	0	0	0	0	0	0

Extracciones de la turbina de M.P y B.P

	Entrada M.P	M.P 1	M.P 2	B.P 1	B.P 2	B.P 3	B.P 4	Condensador
Q (Kg/s) que continúa por la turbina	390,50	372,44	342,36	328,70	315,41	302,48	274,81	0,00
P (bar)	37,61	19,35	10,22	5,77	3,21	1,68	0,75	0,05
H (KJ/Kg)	3534,16	3353,05	3177,53	3049,73	2801,81	2924,48	2670,52	2316,22
	390,50	372,44	342,36	328,70	315,41	302,48	274,81	0,00
P (bar)	37,61	19,35	10,22	5,77	3,21	1,68	0,75	0,05



	390,50	372,44	342,36	328,70	315,41	302,48	274,81	0,00
H (KJ/Kg)	3534,16	3353,05	3177,53	3049,73	2801,81	2924,48	2670,52	2316,22



	100,0%	95,4%	87,7%	84,2%	80,8%	77,5%	70,4%	0,0%
(%) P	100,0%	51,5%	27,2%	15,4%	8,5%	4,5%	2,0%	0,1%
(%) H	100,0%	94,9%	89,9%	86,3%	79,3%	82,7%	75,6%	65,5%

